

VŠB-Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Kyvné pneumatické motory  
Pneumatic Semi-rotary Actuators

Student: David Šoltys  
Vedoucí bakalářské práce: Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.

Ostrava 2015

## Zadání bakalářské práce

Student:

**David Šoltys**

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma:

**Kyvné pneumatické motory**  
**Pneumatic Semi-Rotary Actuators**

Zásady pro vypracování:

Popište konstrukce a funkci pneumatických kyvných motorů.

Uveďte příklady aplikací kyvných motorů a jejich zapojení do pneumatického obvodu.

Popište způsob výpočtu a volby kyvných motorů dle jednotlivých výrobců.

Pro vybranou aplikaci navrhnete kyvný motor, pneumatický obvod a funkci prakticky ověřte na trenažeru.

Seznam doporučené odborné literatury:

KOLEKTIV AUTORŮ. *SMC Training – Stlačený vzduch a jeho využití*. Brno: SMC Industrial Automation CZ s.r.o. 2. vydání. 344 s.

BEATER, P. *Pneumatic drives: system design, modelling and control*. Berlin: Springer, 2007. 323 pp.

ISBN 978-3-540-69470-0

KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy díl 1. – Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB-TUO, 1996. 267 s. ISBN 80-7078-306-0

Katalogy a firemní podklady SMC, Festo, Norgren, Aventics.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry

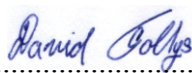


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18. 5. 2015

  
.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18. 5. 2015



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

David Šoltys

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Ed. Beneše 26, 747 05 Opava 5

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

ŠOLTYS, D. *Kyvné pneumatické motory: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2015, 48 s. Vedoucí práce: Dvořák, L.

Bakalářská práce je zaměřena na kyvné pneumatické motory a jejich využití v pneumatických mechanismech. V úvodní části práce je provedeno rozdělení pohonů podle typu a je vysvětlena jejich funkce a konstrukce. Následně jsou uvedeny příklady aplikací kyvných motorů spolu s ukázkami zapojení pohonů do pneumatických obvodů. Poté je k dispozici přehled metod výpočtů pohonů podle tří velkých dodavatelů (SMC, FESTO, Aventics). Zahrnuty jsou také postupy při použití výpočetních softwarů, které někteří dodavatelé mají k dispozici na svých webových stránkách. Nakonec jsou všechny informace obsažené v práci využity k praktickému řešení aplikace zadané vedoucím bakalářské práce.

## **ANOTATION OF BACHELOR THESIS**

ŠOLTYS, D. *Pneumatic Semi-rotary Actuators: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, 2015, 48 p. Thesis head: Dvořák, L.

Bachelor thesis is focused on pneumatic semi-rotary actuators and their utilization in pneumatic mechanisms. Classification of actuator types is performed at the beginning of the thesis together with an explanation of their function and design. Followed by an examples of actuator applications along with examples of the actuators involvement in pneumatic circuits. After that, thesis provides an overview of calculation methods according to three big contractors (SMC, FESTO, Aventics). There are also described procedures when using calculation software, which is provided by some vendors at their websites. At the end all information were used for practical solution of application given by bachelor's supervisor.

# Obsah

strana

Seznam použitého značení .....	7
1 Úvod .....	8
2 Funkce a konstrukce pneumatických kyvných motorů .....	9
2.1 Kyvné křídlové pohony .....	9
2.1.1 Funkce .....	9
2.1.2 Konstrukce .....	9
2.1.3 Výhody a nevýhody křídlových pohonů .....	12
2.2 Kyvné pohony s ozubeným hřebenem a pastorkem .....	12
2.2.1 Funkce .....	12
2.2.2 Konstrukce .....	13
2.3 Vahadlové kyvné pohony .....	18
2.4 Kyvný pohon se šroubem .....	19
2.5 Kombinovaný lineární a kyvný pohon .....	19
3 Příklady aplikací a řízení kyvných motorů .....	20
4 Volba pohonu .....	24
4.1 Kritéria pro výběr kyvného pneumatického pohonu .....	24
4.2 Volba pohonu dle společnosti SMC .....	25
4.2.1 Hmotnostní moment setrvačnosti .....	26
4.2.2 Potřebný krouticí moment .....	27
4.2.3 Kinetická energie .....	29
4.3 Volba pohonu dle společnosti FESTO .....	31
4.4 Volba pohonu dle společnosti Aventics .....	34
5 Volba pohonu pro vybranou aplikaci .....	36
5.1 Hmotnostní moment setrvačnosti .....	37
5.2 Potřebný krouticí moment .....	38
5.2.1 Krouticí moment pro překonání setrvačnosti $T_a$ .....	38
5.2.2 Protizátěž $T_f$ .....	39
5.2.3 Výsledný moment .....	40
5.3 Volba pohonu .....	40
5.4 Kinetická energie .....	41
5.5 Schéma obvodu .....	42
6 Závěr .....	45
7 Použitá literatura .....	47

## Seznam použitého značení

Značka	Jednotka	Význam
$E_{\omega}$	[J]	kinetická energie rotujícího tělesa
$F$	[N]	tlačná síla
$F_t$	[N]	třecí síla
$H$	[m]	vzdálenost mezi středem pohonu a středem působení hmotnosti
$I$	[kgm <sup>2</sup> ]	hmotnostní moment setrvačnosti
$I_{\text{celk}}$	[kgm <sup>2</sup> ]	celkový hmotnostní moment setrvačnosti
$I_{L1}$	[kgm <sup>2</sup> ]	hmotnostní moment setrvačnosti prvního ložiska
$I_{L2}$	[kgm <sup>2</sup> ]	hmotnostní moment setrvačnosti druhého ložiska
$I_{L3}$	[kgm <sup>2</sup> ]	hmotnostní moment setrvačnosti třetího ložiska
$I_v$	[kgm <sup>2</sup> ]	hmotnostní moment setrvačnosti výhybky
$T_a$	[Nm]	krouticí moment pro překonání setrvačnosti
$T_f$	[Nm]	protizátěž
$T_{f_{\text{celk}}}$	[Nm]	celková protizátěž
$T_{f_{L1}}$	[Nm]	protizátěž prvního ložiska
$T_{f_{L2}}$	[Nm]	protizátěž druhého ložiska
$T_{f_{L3}}$	[Nm]	protizátěž třetího ložiska
$T_s$	[Nm]	statická zátěž
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$l$	[m]	vzdálenost zátěže od osy pohonu
$l_v$	[m]	délka výhybky
$l_1$	[m]	vzdálenost těžiště prvního ložiska od osy pohonu
$l_2$	[m]	vzdálenost těžiště druhého ložiska od osy pohonu
$l_3$	[m]	vzdálenost těžiště třetího ložiska od osy pohonu
$m$	[kg]	hmotnost zátěže
$r$	[m]	vzdálenost těžiště k ose otáčení
$t$	[s]	čas pro otočení o úhel $\varphi$
$\alpha$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	úhlové zrychlení
$\mu$	[1]	koeficient tření (ocel-pryž)
$\varphi$	[rad]	úhel otočení (kyvu)
$\omega$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost

# 1 Úvod

Nejčastěji používané pohony v pneumatických obvodech jsou pístové, kvůli vyvozování přímočarého pohybu. Ovšem s rozmachem automatizace se rozšířily i aplikace, které vyžadují otáčivý nebo kyvný pohyb. Pro tyto účely jsou konstruovány speciální pneumatické kyvné motory, které jsou schopny vyvodit kyvný pohyb v rozmezí do  $360^\circ$  za současného požadavku krouticího momentu. Ty mají široké využití v celé řadě mechanismů, např.: montážních, transportních apod. Dále je běžně lze zaregistrovat u robotů různého určení případně také z velké části u manipulátorů. K dispozici je vícero konstrukcí. Mnoho je založeno na generování přímočarého pohybu, který je posléze pomocí ozubeného převodu převáděn na pohyb rotační (kyvný), tzv. pohony s ozubeným hřídelem a pastorkem. Dalšími typy jsou křídlové a vahadlové pohony. Zatímco vahadlové jsou limitovány maximálním úhlem kyvu do  $90^\circ$ , křídlové do  $270^\circ$ , pohony s ozubeným hřídelem s pastorkem jsou schopny pracovat s protočením až  $360^\circ$ . Tyto jednotky obvykle operují z jednoho pevného dorazu na druhý.

Cílem této práce je sestavit přehled jednotlivých typů kyvných motorů, příkladů jejich aplikací a výpočetních postupů pro návrh motorů pro dané aplikace.



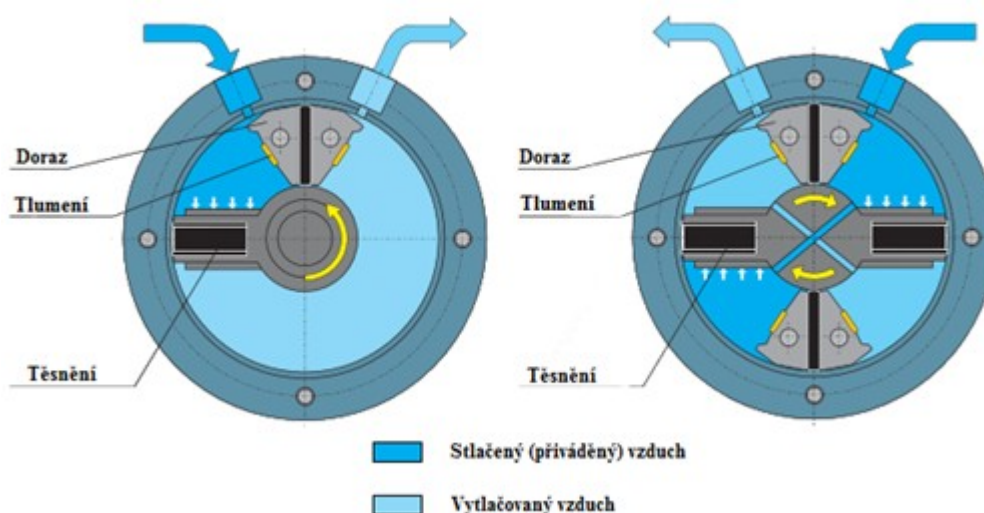
## 2 Funkce a konstrukce pneumatických kyvných motorů

### 2.1 Kyvné křídlové pohony

Jedná se o kompaktní pohony, jejichž základ tvoří hřídel, uložená ve valivých ložiscích, křídlo (lopatka, lamela) a doraz. Provedení může být s jednou lamelou nebo s dvojitou lamelou.

#### 2.1.1 Funkce

Stlačený vzduch přiváděný do prvního portu (vstup) působí v komoře na plochu lamely spojeného s hřídelí a vyvozuje krouticí moment. Dochází k otáčení hřídele a vzduch nacházející se v druhé komoře se odvádí druhým portem (výstupem), dokud lamela nenarazí na doraz. V opačném případě, je-li vzduch přiváděn do druhého portu, je generován opačný krouticí moment.



Obr. 2.1 Znáznornění funkce kyvného křídlového pohonu s jednostrannou lamelou (vlevo) a s dvojitou lamelou (vpravo) [12]

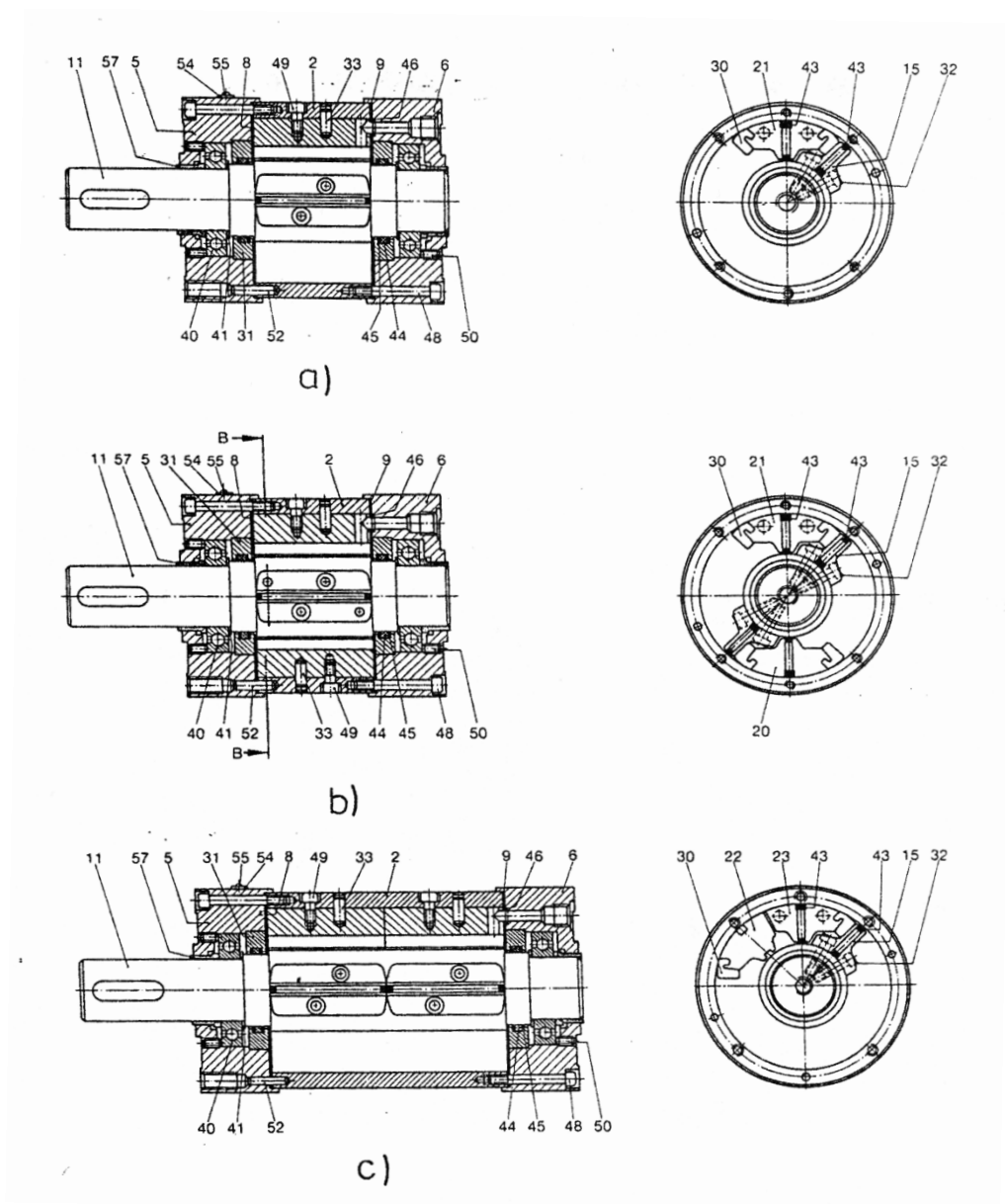
#### 2.1.2 Konstrukce

Konstrukce pohonů se liší dle výrobce a parametrů pohonu. Těleso pohonů je nejčastěji válcového tvaru, vyrobené z hliníkových slitin. Lamela bývá na obvodu utěsněna proti tělesu pohonu elastomerovým těsněním a je půlkruhově zakončena, kvůli zlepšení těsnosti. Jako materiál tlumení se nejčastěji používá pryž.

Na obr. 2.2a je zobrazena konstrukce pohonu s jednou lamelou. Maximální úhel kyvu výstupního členu (hřídel, příruba) je v rozsahu  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  a  $270^\circ$ .

Obr. 2.2b zobrazuje konstrukci pohonu s dvojitou lamelou. Tyto pohony mají oproti jednolamelovým pohonům až dvojnásobně větší krouticí moment. Avšak úhel kyvu je omezen maximálně na  $90^\circ$ .

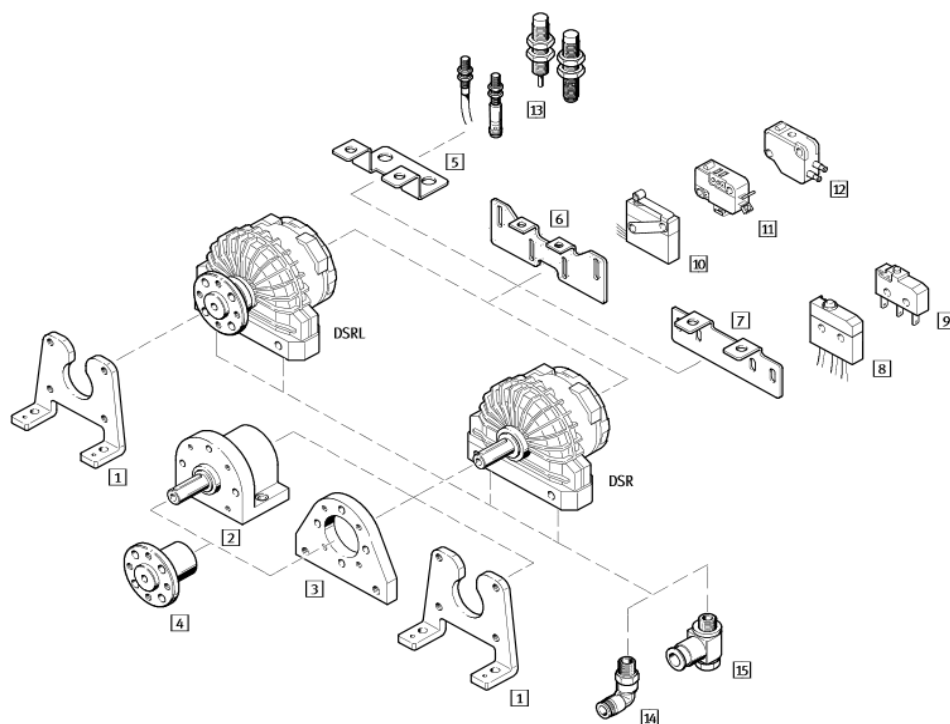
Pomocí tandemové konstrukce, obr. 2.2c, lze dosáhnout dvojnásobných momentů.



Obr. 2.2 Kyvný křídlový pohon [2]

a – s jednou lamelou, b – s dvojitou lamelou, c – tandemový

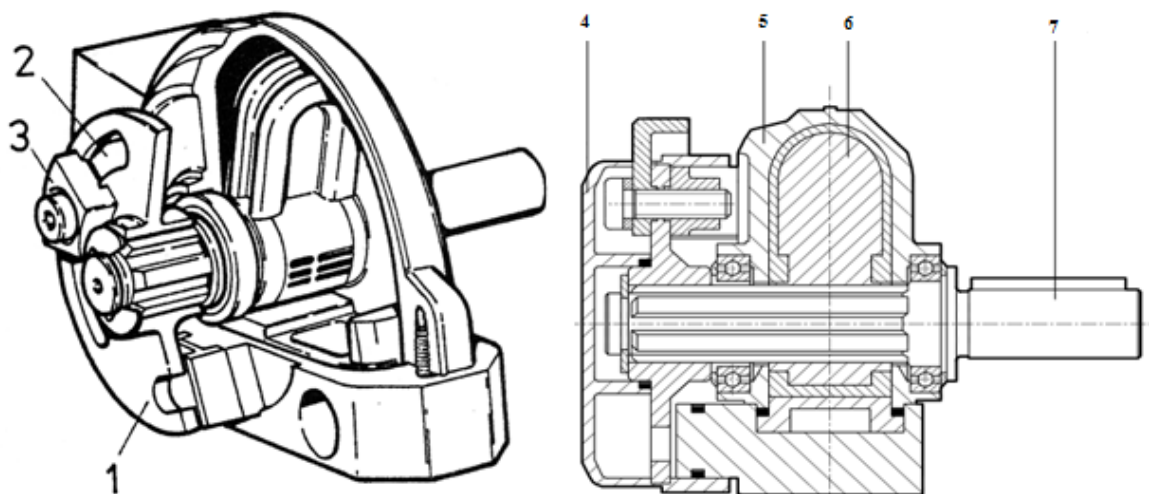
Na volný konec hřídele lze napojit nástavce, na které je možno dále napojovat např. snímače polohy, přestavitelné dorazy k regulaci úhlu kyvu hřídele, případně jejich kombinace. Na obrázku 2.3 je zobrazen přehled periferních zařízení určených pro pohony typu DSRL (kyvný pohon s dutou přírubovou hřídelí) a DSR (kyvný pohon s hřídelí s perem) vyrobených firmou FESTO.



Obr. 2.3 Přehled periferních zařízení pro pohony DSRL a DSR značky FESTO [13]

1 – patkové upevnění, 2 – volnoběžka, 3 - upevnění přírubou, 4 – nástrčná příruba, 5,6,7 – upevňovací sada pro čidla a mikropsínače, 8, 9, 10, 12 – mikropsínače, 11 – narážkový ventil, 13 – čidla, 14 – šroubení s nástrčnou koncovkou, 15 – jednosměrný škrťací ventil

Příklad řešení nastavení potřebného úhlu kyvu je zobrazen na obr. 2.4. Na prodlouženém hřídeli je namontována příruba s drážkou, ve které se pohybují aretační kameny. Pomocí kamenů se nastavuje potřebný úhel kyvu, přičemž úhel lze odečíst ze stupnice nacházející se na krytu příruby.



Obr. 2.4 Jednolamelový kyvný křídlový pohon značky FESTO [2], [13]

1, 2 – aretační příruba s drážkou, 3 – aretační kámen, 4 – kryt příruba, 5 – těleso pohonu, 6 – křídlo (lamela, lopatka), 7 – hřídel

### 2.1.3 Výhody a nevýhody křídlových pohonů

Největší výhodou je přímý přenos krouticího momentu na hřídel, dále opravdu jednoduchá konstrukce, která se vyznačuje nízkým počtem součástí.

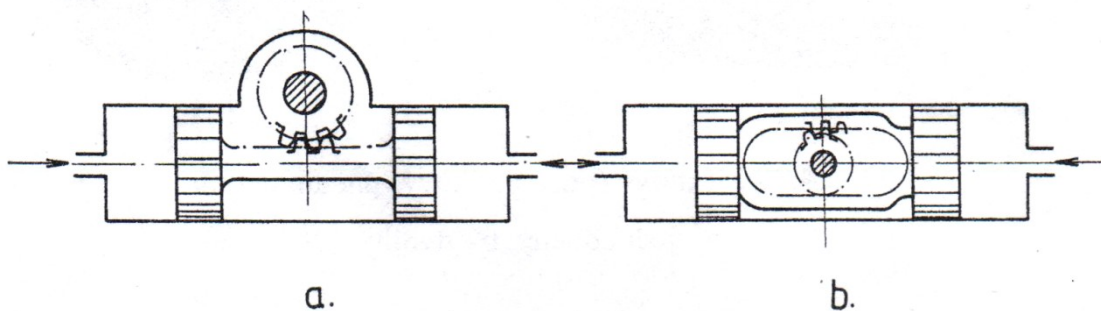
Mezi komorami tělesa a křídlem je velká netěsnost, která se pohybuje okolo několika  $\text{cm}^3/\text{min}$ .

## 2.2 Kyvné pohony s ozubeným hřebenem a pastorkem

Také označovány jako pístové pneumomotory pro kývavý pohyb. Hlavním rozdílem mezi těmito pohony a pohony křídlovými je maximální úhel kyvu. Zatímco křídlové jsou limitovány maximálním úhlem kyvu do  $270^\circ$ , pohony s ozubeným hřebenem s pastorkem jsou schopny pracovat s otočením až  $360^\circ$ .

### 2.2.1 Funkce

Pohony využívají pístů ke generování přímočarého pohybu, který je posléze pomocí ozubeného převodu převáděn na pohyb rotační (kyvný). Převod může být proveden vnějším záběrem mezi ozubenou tyčí (pístnicí) a ozubeným kolem, obr. 2.5a, nebo pomocí vnitřního záběru mezi ozubeným věncem a ozubeným kolem, obr. 2.5b.



Obr. 2.5 Pneumatické pístové motory pro kyvný pohyb [2]

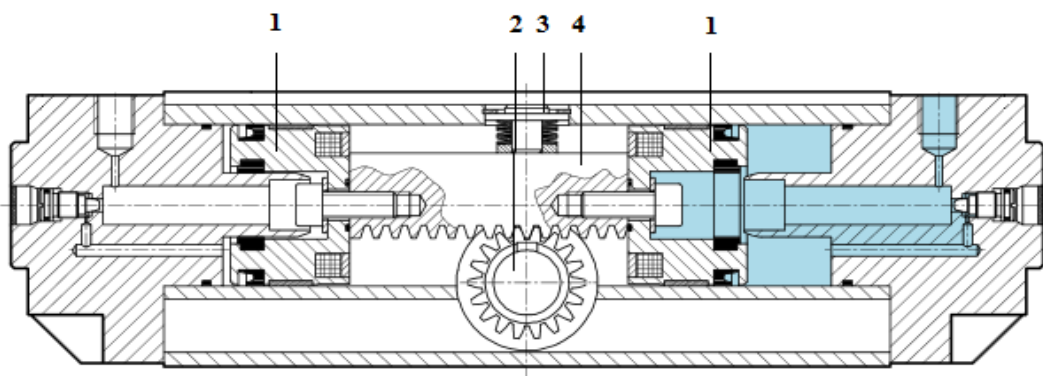
a – s vnějším záběrem ozubené tyče, b – s vnitřním záběrem ozubené tyče

## 2.2.2 Konstrukce

Rozlišují se dvě základní konstrukce. Kyvný motor s ozubeným hřebenem s pastorkem a s ozubeným hřebenem a dvěma písty tzv. otočné stoly.

### 2.2.2.1 Kyvný motor s ozubeným hřebenem

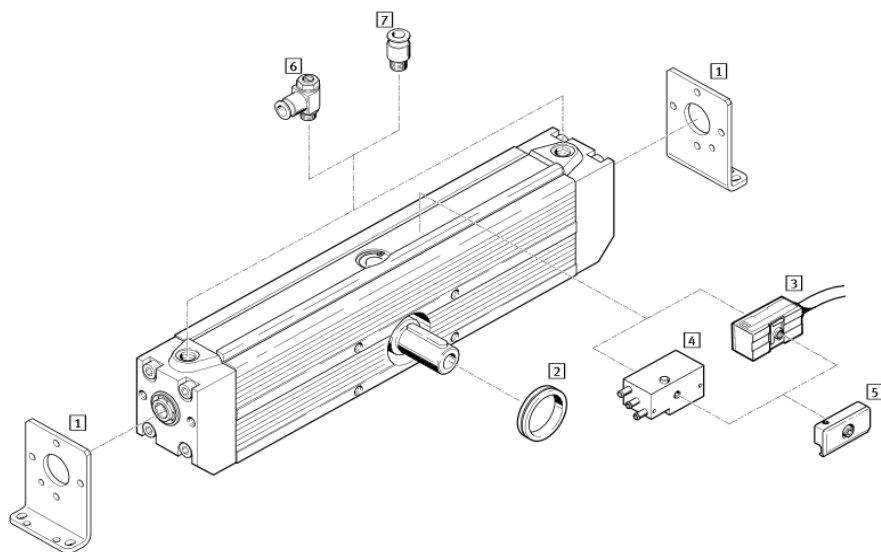
Pohon FESTO na obr. 2.6 je konstruován pro maximální úhel kyvu do  $360^\circ$ . Základními součástmi pohonu jsou písty, ozubené kolo (ozubený hřídel), a hřeben.



Obr. 2.6 Pneumatický kyvný pohon s ozubeným hřebenem s pastorkem FESTO [14]

1 – písty, 2 – pastorek, 3 – vyvažovací kluzátko s pružinou, 4 – hřeben

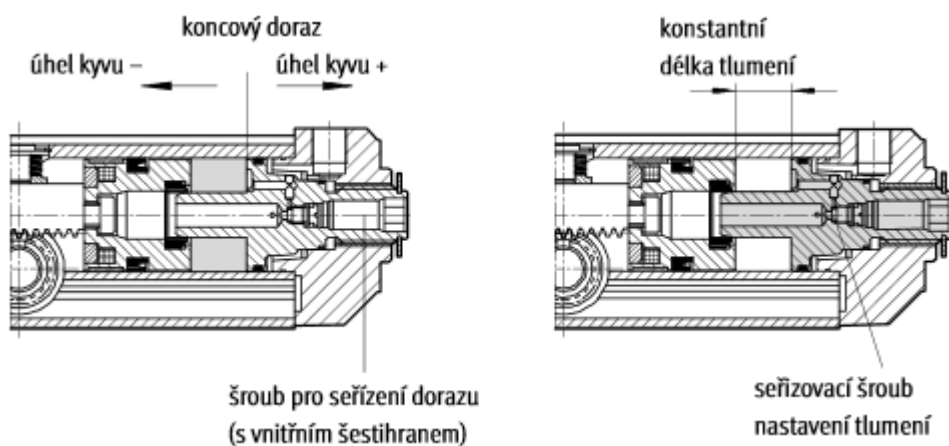
Stejně jako v případě křídlových pohonů i na tyto pohony lze namontovat další příslušenství jako např.: čidla, upevnění atd. Na obr. 2.7 je přehled periferních zařízení pro pohon DRQ od firmy FESTO, obr. 2.6.



Obr. 2.7 Přehled periferních zařízení pro pneumatický kyvný pohon s ozubeným hřebenem s pastorkem FESTO [14]

1 – patková upevnění, 2 – středící upevnění, 3, 4 – přibližovací čidla, 5 – upevňovací sady, 6 – jednosměrné škrticí ventily, 7 – šroubení s nástrčnou koncovkou

Výhodou tohoto pohonu je jednoduché nastavení jednotlivých koncových poloh a tlumení, obr. 2.8. Koncové polohy se seřizují externě, což prodlužuje životnost pohonu a umožňuje přesně nastavit úhel kyvu.



Obr. 2.8 Seřízení koncových poloh a tlumení [14]

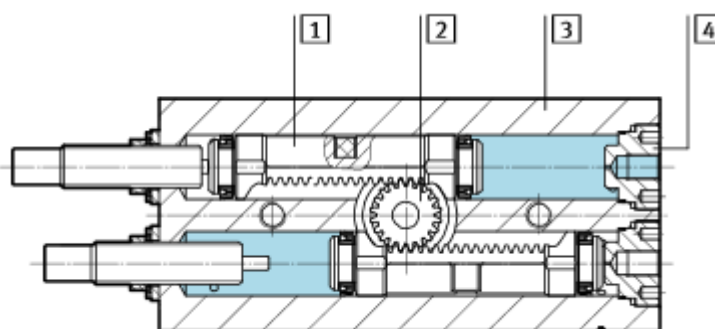
### 2.2.2.2 Otočné stoly

Druhým typem jsou tzv. otočné stoly. Takto konstruované pohony jsou z kyvných pohonů nejčastěji využívány. Nabízejí kompaktní tvar a vícero možností jejich upevnění, tím pádem i širší využití. Jsou vhodné pro manipulační techniku, mají přesné koncové polohy a velmi vysokou nosnost ložisek. Ložisko, ve kterém je otočný stůl uložen, dokáže zachytit axiální i radiální síly vyvolané hmotností nástavby.



Obr. 2.9 Otočný stůl FESTO [16]

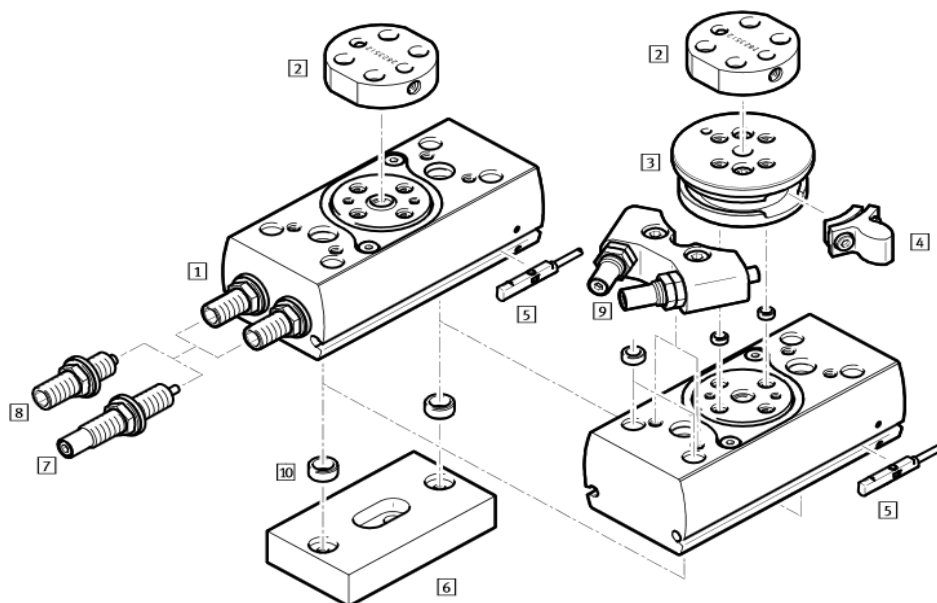
Konstrukce je podobná běžným pohonům s ozubeným hřebenem s tím rozdílem, že pohon využívá dva písty.



Obr. 2.10 Řez otočným stolem FESTO [15]

1 – píst, 2 – hřídel s přírubou, 3 – těleso, 4 – záslepky připojení

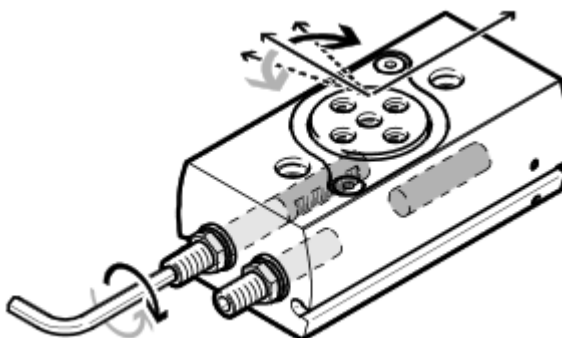
Velkou výhodou je, že nastavby lze namontovat přímo na čelní plochu otočného stolu, viz obr. 2.11. Čidla se napojí do drážek na bocích pohonu, není tedy potřeba nástavce.



Obr. 2.11 Přehled periferií pro otočný stůl FESTO [15]

1 – kyvné pohony, 2, 6 – adaptační sady, 3 – sestavy příruby, 4 – dorazové prvky, 5 – přibližovací čidla, 7, 8, 9 – tlumiče nárazu, 10 – středící dutinky

Úhel kyvu se nastavuje pomocí tlumících prvků a šestihranného klíče, obr. 2.12. Zmenšení úhlu kyvu se má správně nastavit tak, aby byl rovnoměrně rozdělen mezi obě koncové polohy.



Obr. 2.12 Nastavení úhlu kyvu [15]



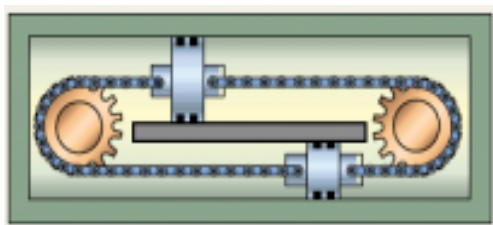
K nastavení mezipolohy se využívá samostatného nástavce. Na píst, na který jsou přišroubovány dvě vodící tyče, je přiváděn tlak. Ten přemůže ozubené hřebeny pohonu, přičemž pohon by v této chvíli neměl být pod tlakem, a posune je. Písty kyvného pohonu dolehnou na vodící tyče a zůstanou v této poloze. K tlumení nárazu se využijí tlumiče. Pro přesunutí pístů pohonu do koncové polohy stačí, aby se písty pohonu pomocí stlačeného vzduchu běžným způsobem přesunuly. Píst pohonu takto posune celý píst mezipolohy zpátky do počáteční polohy.



Obr. 2.13 Nástavec pro nastavení mezipolohy otočného stolu FESTO [16]

### 2.2.2.3 Kyvný pohon s pístem a řetězem

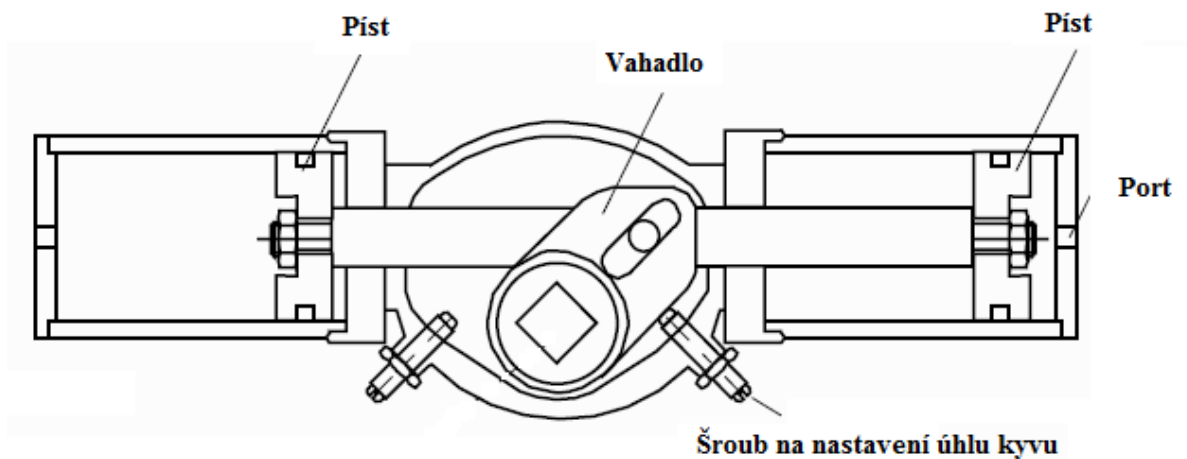
V tomto pohonu je řetěz napnut mezi dvěma ozubenými koly. Jedno ozubené kolo převádí lineární pohyb na rotační, druhé kolo slouží k napnutí řetězu. Dva písty jsou umístěny na řetězu ve stejné vzdálenosti. Jeden píst je větší než druhý. Pouzdro obsahující mechanismus má dvě paralelní pístní komory a port na každém ze dvou protilehlých konců. Vhodný pro aplikace, které vyžadují vysoký krouticí moment.



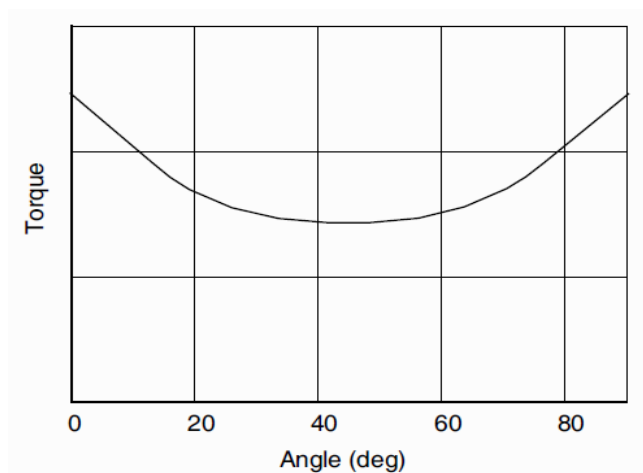
Obr. 2.14 Kyvný pohon s pístem a řetězem [11]

## 2.3 Vahadlové kyvné pohony

Na pístnici jsou připojeny dva písty a vahadlo, kde písty konají přímočarý pohyb, který je pomocí vahadla převáděn na pohyb kyvný (rotační). Na začátku a konci zdvihu je krouticí moment dvojnásobně větší, než když je zdvih v polovině. Maximální úhel kyvu je  $90^\circ$ .



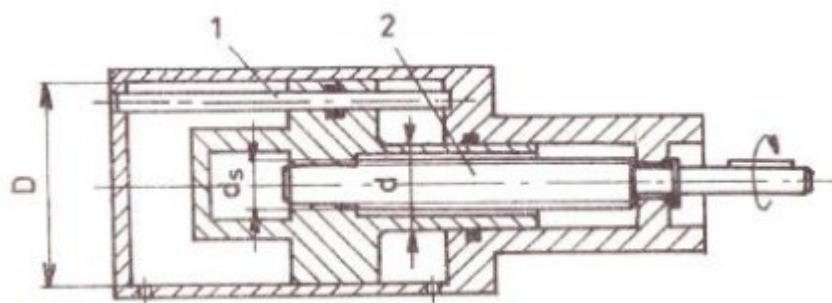
Obr. 2.15 Schéma vahadlového kyvného pohonu [8]



Obr. 2.16 Závislost točivého momentu (torque) na úhlu kyvu (angle) [8]

## 2.4 Kyvný pohon se šroubem

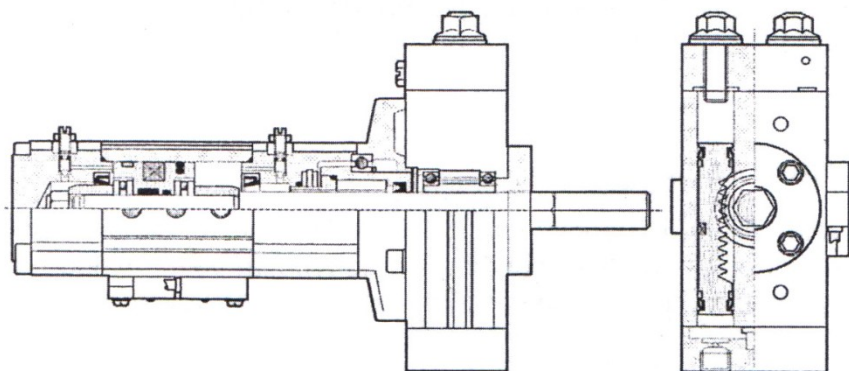
Na pístu je vytvořen závit, do kterého je namontovaný axiálně zajištěný šroub. Píst koná přímočarý pohyb, což způsobuje otáčení šroubu, obr. 2.17. Optimální účinnost a velikost krouticího momentu je při stoupání přibližně  $70^\circ$ . Tento pohon lze využít u dveřních systémů. Ve třetí kapitole je na obr. 3.5 zobrazeno schéma pro ovládání dveřních systémů, ve kterých se tyto pohony využívají.



Obr. 2.17 Kyvný pohon se šroubem [10]

## 2.5 Kombinovaný lineární a kyvný pohon

Kombinace pneumatického válce a kyvného pohonu. Rotační pohyb kyvného pohonu je přenášen na šestihrannou pístnici pneumatického válce, přičemž oba pohyby je možné aktivovat samostatně. Využití např.: při otáčení a přesouvání polotovarů.

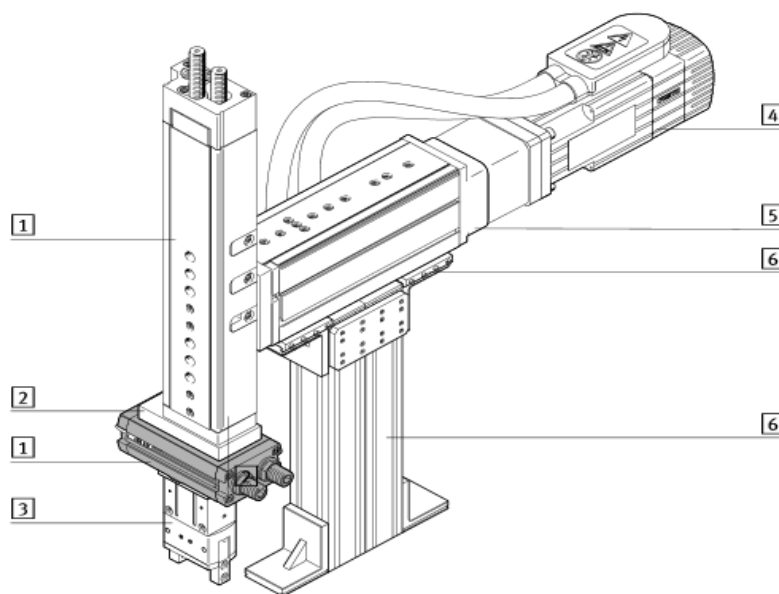


Obr. 2.18 Kombinovaný lineární a kyvný motor [1]

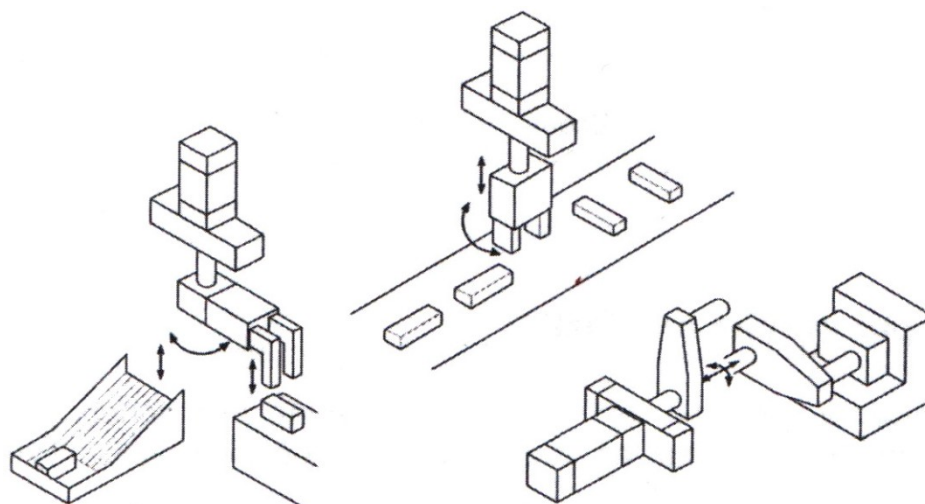
### 3 Příklady aplikací a řízení kyvných motorů

Kyvné motory mají široké využití v průmyslových odvětvích a lze je aplikovat v celé řadě mechanismů např. montážních, transportních apod. Lze je kombinovat s dalšími prvky a využívat je např. k otáčení a obracení polotovarů, otevírání a zavírání klapky a ventilů.

Hojně využívány jsou otočné stoly jako prvek v konstrukci montážních a manipulačních strojů, obr. 3.1. Na pozici 1 a 5 je možné namontovat různé kombinace pohonů dle potřeby. Na otočném stole 1 je přimontováno chapadlo 3. Samotný otočný stůl je spojen s adaptérem 2 sloužícím ke spojení typu pohon/pohon nebo pohon/chapadlo. Na pozici 4 se montují motory (servomotory, krokové motory). Základní prvky (profil, profilové spoje atd.) se montují na pozici 6. Využijeme-li kombinace více pohonů, je možné provádět např. kyvný a přímočarý pohyb zároveň. K takovému účelu lze využít i kombinovaný lineární a kyvný pohon, obr. 2.18.



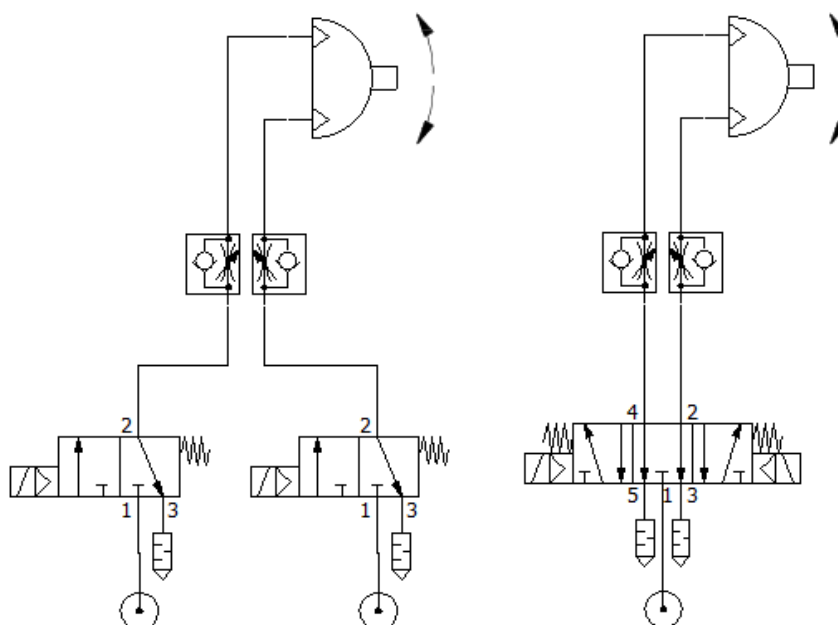
Obr. 3.1 Systémový výrobek pro montážní a manipulační techniku [15]



Obr. 3.2 Příklady použití kyvného a lineárního pohonu [1]

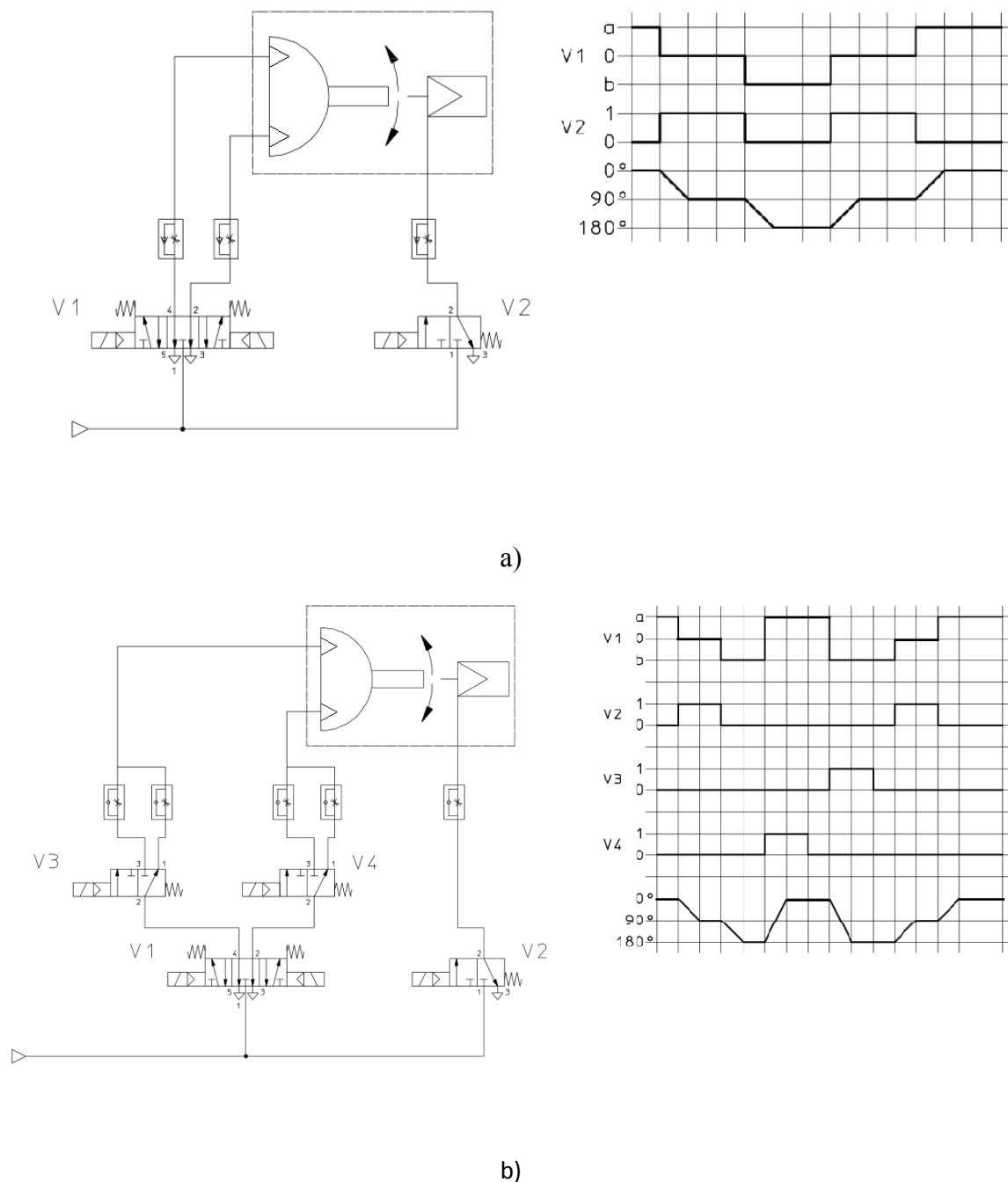
S kyvnými pohony se v běžném životě nejčastěji setkáme v hromadné dopravě. Přesněji řečeno u dveřních systémů autobusů.

Na obr. 3.3 jsou zobrazeny základní obvody pro řízení rychlosti a směru kyvu. Směr kyvu se řídí pomocí rozváděčů (rozdávěče). Rychlost kyvu se reguluje pomocí škrticích ventilů na výstupu.



Obr. 3.3 Základní obvody pro řízení rychlosti a směru kyvu

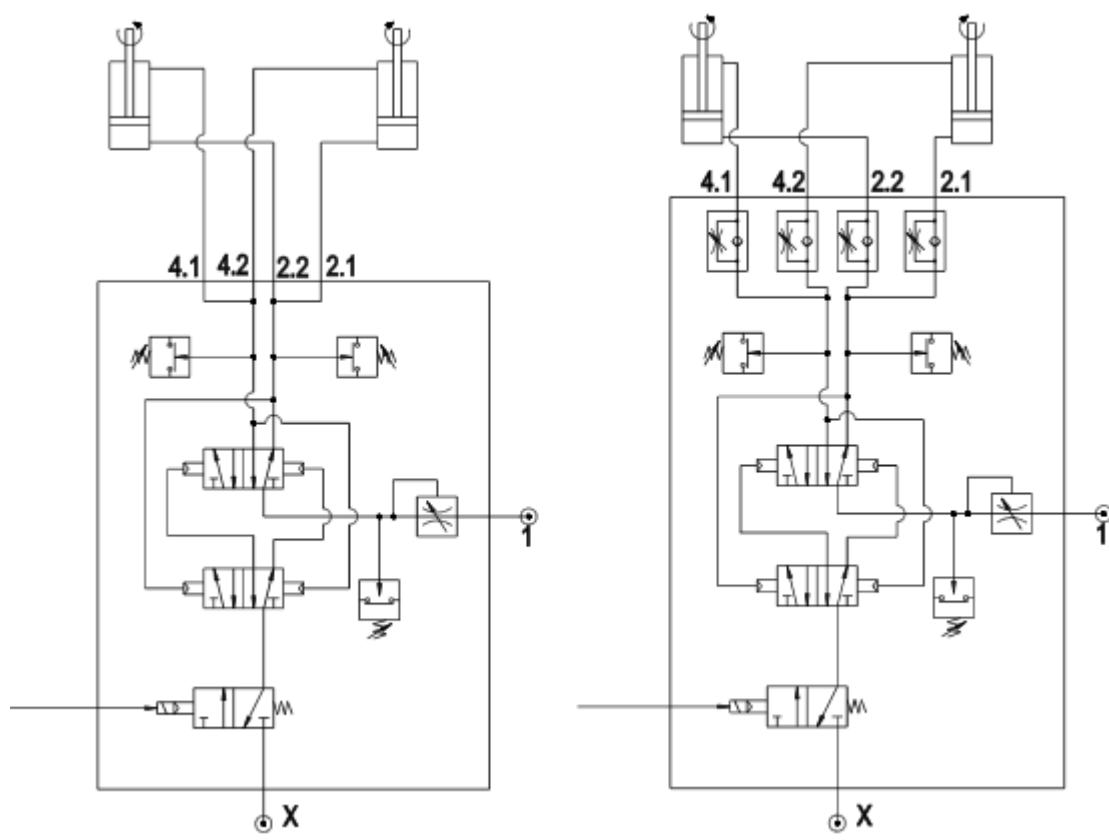
Obvody a průběh řízení pro určení mezipolohy otočného stolu jsou zobrazeny na obr. 3.4. Rozváděč V1 slouží k řízení směru kyvu, rozváděč V2 řídí nástavec pro zajištění mezipolohy. Více o tom jak tento nástavec funguje, je vylíčeno v druhé kapitole. Varianta b) umožňuje při kyvu  $180^\circ$ , z koncové polohy do koncové polohy, kratší časy kyvu.



Obr. 3.4 Obvody pro určení mezipolohy [15]

Na obr. 3.5 jsou zobrazeny příklady obvodů používaných u dveřních systémů např. autobusů. Často se využívají kyvné pohony se šroubem, viz kapitola 2.4. Z prvků obvodu se tvoří tzv. ovládací (ventilové) bloky. Jejich funkcí je např. seřizování průtoku vzduchu,

ovládání pneumatických válců, kontrola tlaku vzduchu v obvodu apod. Bloky mohou být jak pro jednokřídlé tak i pro dvoukřídlé dveře. Na obrázku 3.6 je zobrazeno několik příkladů těchto bloků.



Obr. 3.5 Obvody pro ovládání dveřních mechanismů [9]



Obr. 3.6 Ovládací bloky [17]

## **4 Volba pohonu**

Výběr pohonu probíhá klasicky pomocí katalogů, které jsou dnes již obyčejně dostupné na internetu. Dodavatelé se snaží, aby katalogy byly co nejpřehlednější a samotný postup výběru co nejjednodušší. Některé společnosti zjednodušily volbu pohonu tím, že vytvořily výpočetní softwary. Ty jsou zdarma a dostupné stejně jako katalogy na webových stránkách výrobců. Výhodou je odpadnutí nepříjemných výpočtů při volbě pomocí katalogů, protože softwary vypočítají většinu potřebných hodnot samy.

### **4.1 Kritéria pro výběr kyvného pneumatického pohonu**

Při výběru pohonu společnost SMC [1] doporučuje, aby byl brán ohled na následující kritéria:

#### **Provozní tlak**

Kyvné křídlové pohony potřebují k chodu vyšší provozní tlak, než pohony s ozubeným hřebenem a pastorkem, vlivem větších ztrát třením.

#### **Pracovní úhel**

Pracovní úhel (úhel kyvu) je u pohonů s křídlem max. do  $270^\circ$ . U pohonů s ozubeným hřebenem a pastorkem je maximální úhel kyvu až  $360^\circ$ .

#### **Doba kyvu**

Doba kyvu je ovlivněna typem, konstrukcí a velikostí kyvného pohonu. Běžně je doba kyvu v rozmezí od 0,1 až 2,0 s/ $90^\circ$ .

#### **Těsnost pohonu**

Kyvné křídlové pohony (obr. 2.4) nejsou úplně těsné. Mezi komorami tělesa a křídlem je velká netěsnost, která se pohybuje okolo několika  $\text{cm}^3/\text{min}$ . U pohonů s ozubeným hřebenem a pastorkem takováto netěsnost není.

#### **Proměnné zatížení**

Vlivem stlačitelnosti vzduchu nelze dosáhnout při proměnném zatížení rovnoměrné rychlosti otáčení.

#### **Kinetická energie**

Kinetická energie připojených pohybujících se částí je dána hmotnostním momentem setrvačnosti a úhlovou rychlostí na konci kyvu a nesmí překročit dovolenou hodnotu.

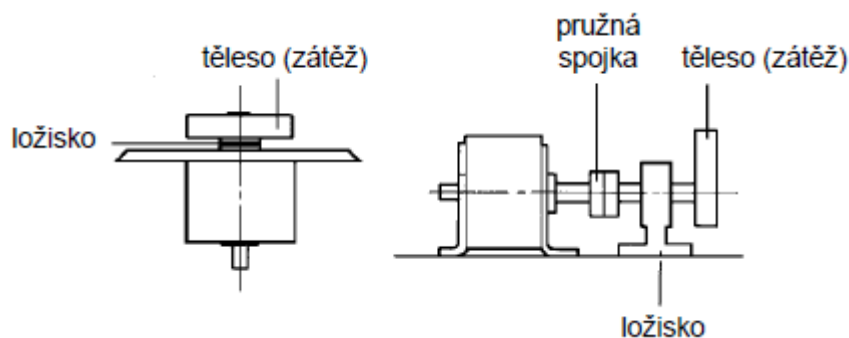


## Externí dorazy

Pokud kinetická energie překročí dovolenou hodnotu, je potřeba použít externí dorazy, aby se zabránilo poškození mechanismu pohonu.

## Externí ložiska

Vyjma otočných stolů, nesmí na hřídel pohonu působit dynamické síly, proto zařízení spojené s pohonem musí být umístěno v samostatně v ložiscích.



Obr. 4.1 Příklady konstrukčního řešení dynamického zatížení hřídele [1]

Pro zvolení správného kyvného pohonu je potřeba mít k dispozici následující údaje:

- hmotnostní moment setrvačnosti
- krouticí moment
- kinetickou energii otáčejícího se tělesa

## 4.2 Volba pohonu dle společnosti SMC

SMC Corporation je Japonská nadnárodní společnost, založená v roce 1959. V 70. letech minulého století se společnost rozšířila do Evropy a Ameriky a v současné době působí v 82 zemích světa. SMC je jedním z největších dodavatelů pneumatických prvků pro průmyslovou automatizaci na světě a nabízí široký sortiment pneumatických kyvných pohonů.

V následující části bude uveden postup výpočtu, tak jak jej uvádí SMC ve svých podkladech a katalozích např. [ 1], [18].

### 4.2.1 Hmotnostní moment setrvačnosti

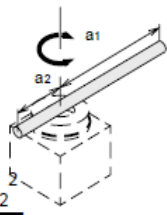
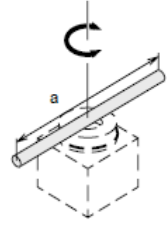
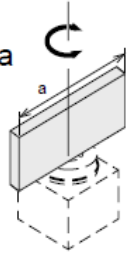
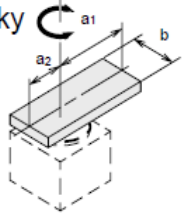
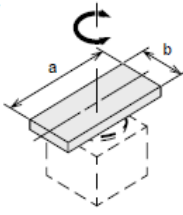
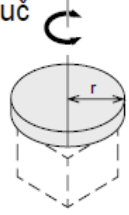
Pro lineární i rotační pohyb platí, že aby se těleso o hmotnosti  $m$  uvedlo do pohybu, je třeba nejprve překonat jeho setrvačnost. Tedy odpor proti otočení tělesa je dán setrvačností hmoty tělesa.

Vztah pro výpočet hmotnostního momentu setrvačnosti  $I$  bodu o hmotnosti  $m$ , který rotuje na rameni  $r$  od osy rotace, je zobrazen níže.

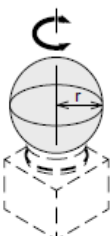
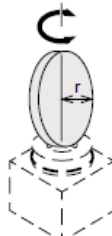
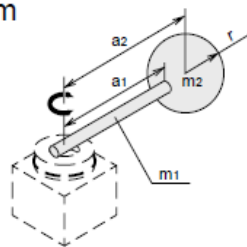
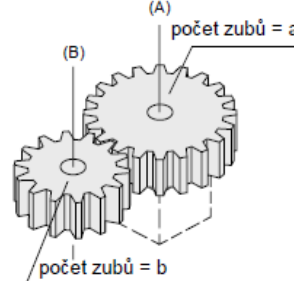
$$I = m \times r^2 \quad (4.1)$$

$I$	– hmotnostní moment setrvačnosti	$[\text{kgm}^2]$
$m$	– hmotnost	$[\text{kg}]$
$r$	– vzdálenost těžiště k ose otáčení	$[\text{m}]$

V praxi samozřejmě kyvné pohony neotáčí body, ale tělesa. Na obrázku 4.2 jsou zobrazeny výpočty hmotnostního momentu setrvačnosti pro různá tělesa.

<p><b>1</b> tenká nesymetricky uložená tyč</p>  $I = m_1 \times \frac{a_1^2}{3} + m_2 \times \frac{a_2^2}{3}$	<p><b>2</b> tenká symetricky uložená tyč</p>  $I = m \times \frac{a^2}{12}$
<p><b>3</b> tenká symetricky na výšku uložená deska</p>  $I = m \times \frac{a^2}{12}$	<p><b>4</b> pravoúhlá nesymetricky uložená deska libovolné tloušťky</p>  $I = m_1 \times \frac{4a_1^2 + b^2}{12} + m_2 \times \frac{4a_2^2 + b^2}{12}$
<p><b>5</b> pravoúhlá symetricky uložená deska libovolné tloušťky</p>  $I = m \times \frac{a^2 + b^2}{12}$	<p><b>6</b> v ose uložený tenký kotouč</p>  $I = m \times \frac{r^2}{2}$

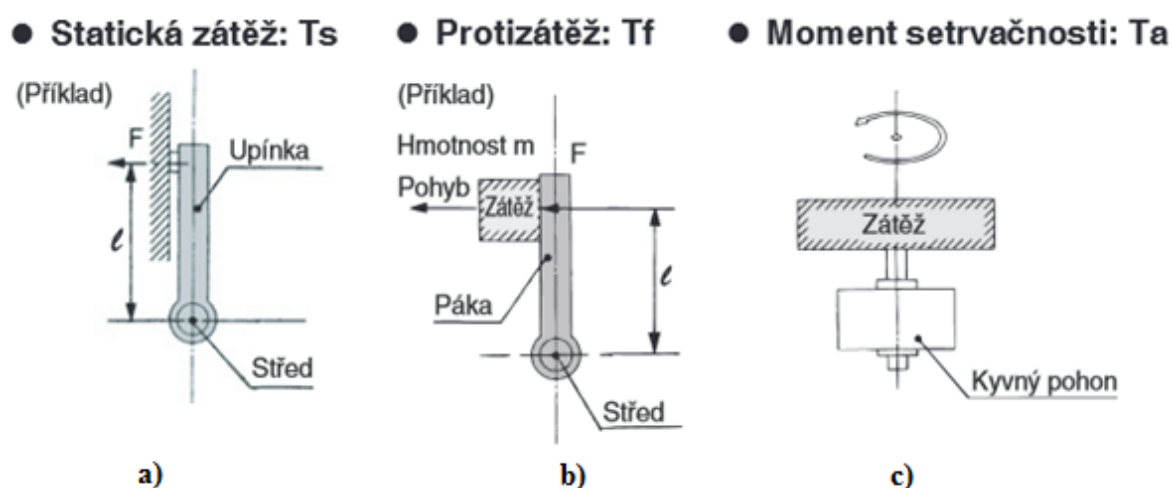
Obr. 4.2 Vztahy pro výpočet hmotnostního momentu setrvačnosti různých těles [1]

<p>7 v ose uložená koule</p> $I = m \times \frac{2r^2}{5}$ 	<p>8 na výšku v ose uložený tenký kotouč</p> $I = m \times \frac{r^2}{4}$ 
<p>9 rameno se závažím</p>  $I = m_1 \times \frac{a_1^2}{3} + m_2 \times a_2^2 + K$ <p>Pro rameno s koulí (jako na obr.) se K vypočte podle vzorce č. 7:</p> $K = m_2 \times \frac{2r^2}{5}$ <p>Pro rameno s kotoučem se K vypočte podle vzorce č. 6, nebo č. 8:</p>	<p>10 převody</p>  <p>Nejprve spočítat hmotnostní moment setrvačnosti ozubeného kola B (vzorec 6.) a pak:</p> $I_A = \left(\frac{a}{b}\right)^2 \times I_B$

Obr. 4.2 Pokračování [1]

#### 4.2.2 Potřebný krouticí moment

Je potřeba zvolit typ zátěže a poté vypočítat moment. Typy zátěží jsou zobrazeny na obr. 4.3.



Obr. 4.3 Typy zátěží nutné k určení potřebného krouticího momentu [18]

**Statická zátěž  $T_s$**  (obr. 4.3a) představuje upínání vyžadující pouze tlačnou sílu. Tyto síly se přepočítávají na krouticí moment.

$$T_s = F \times l \quad (4.2)$$

$T_s$  – statická zátěž [Nm]

$F$  – tlačná síla [N]

**Protizátěž  $T_f$**  (obr. 4.3b) je vyjádřena jako zátěž vyvolaná vnějším působením např. třením nebo gravitací. Protože se jedná o posunující se zátěž, je potřeba i řízení rychlosti.

$$T_f = F_t \times l \quad (4.3)$$

$T_f$  – protizátěž [Nm]

$F_t$  – třecí síla [N]

$$F_t = \mu \times m \times g \quad (4.4)$$

$F_t$  – třecí síla [N]

$\mu$  – koeficient tření [1]

$m$  – hmotnost tělesa (zátěže) [kg]

$g$  – tíhové zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ]

**Moment setrvačnosti  $T_a$**  (obr. 4.3c) je moment potřebný pro zrychlení zátěže tj. k překonání hmotnostního momentu setrvačnosti (pozn. označení „Moment setrvačnosti“, které je uvedeno v katalogu není zcela korektní, dále je proto používáno označení „Krouticí moment pro překonání setrvačnosti“). Stejně jako v případě protizátěže  $T_f$  je i zde nutné řízení rychlosti.

$$T_a = I \times \alpha \quad (4.5)$$

$T_a$  – krouticí moment pro překonání setrvačnosti [Nm]

$I$  – hmotnostní moment setrvačnosti [ $kgm^2$ ]

$\alpha$  – úhlové zrychlení [ $rad \cdot s^{-2}$ ]

V případě výpočtu podle zátěže  $T_a$  (obr. 4.3c) je potřeba znát hmotností moment setrvačnosti (kap. 4.2.1) a úhlové zrychlení. Úhlové zrychlení se uvádí v radiánech a je v celém rozsahu kyvu přibližně konstantní. Lze ho vypočítat dle vztahu 4.6. Zrychlení se běžně značí  $\alpha$ , ale v katalogu je možné se setkat i s označením  $\dot{\omega}$ .

$$\alpha = \frac{2 \times \varphi}{t^2} \quad (4.6)$$

$\alpha$	– úhlové zrychlení	[rad.s <sup>-2</sup> ]
$\varphi$	– úhel otočení (kyvu)	[rad]
$t$	– čas pro otočení o úhel $\varphi$	[s]

Je potřeba zkontrolovat zda radiální zátěž, gravitační zátěž a moment jsou v dovoleném rozsahu.

- $m \times g \leq$  Dovolená zátěž
- $m \times g \times H \leq$  Dovolný moment

$m$	– hmotnost tělesa	[kg]
$g$	– tíhové zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
$H$	– vzdálenost mezi středem pohonu a středem působení hmotnosti	[m]

Dle SMC při výpočtu pro jednotlivé zátěže a následné volbě motoru platí, že:

- skutečný krouticí moment  $\geq T_s$
- skutečný krouticí moment  $\geq (3 \text{ až } 5) \times T_f$
- skutečný krouticí moment  $\geq 10 \times T_a$

### 4.2.3 Kinetická energie

„V závislosti na hmotnostním momentu setrvačnosti a úhlové rychlosti v konci kyvu může i malý krouticí moment vygenerovat velkou kinetickou energii.”[1] V případě, že se rotující těleso náhle zastaví na konci kyvu, může kinetická energie poškodit mechanismus pohonu. Z tohoto důvodu nesmí být překročena dovolená hodnota kinetické energie. Dovolená hodnota je dána typem kyvného pohonu. Pokud je vypočítaná hodnota kinetické energie větší než dovolená hodnota, je potřeba použít externí dorazy (např. tlumiče), které ochrání pohon před poškozením.

Kinetická energie otáčejícího se tělesa je dána vztahem:

$$E_{\omega} = \frac{I}{2} \times \omega^2 \quad (4.7)$$

$E_{\omega}$	- kinetická energie rotujícího tělesa	[J]
$I$	- hmotnostní moment setrvačnosti	[kgm <sup>2</sup> ]
$\omega$	- úhlová rychlost na konci kyvu	[rad/s]

Vzhledem k tomu, že úhlové zrychlení je přibližně konstantní, má výstupní člen na konci pohybu až dvojnásobně velkou průměrnou úhlovou rychlost.

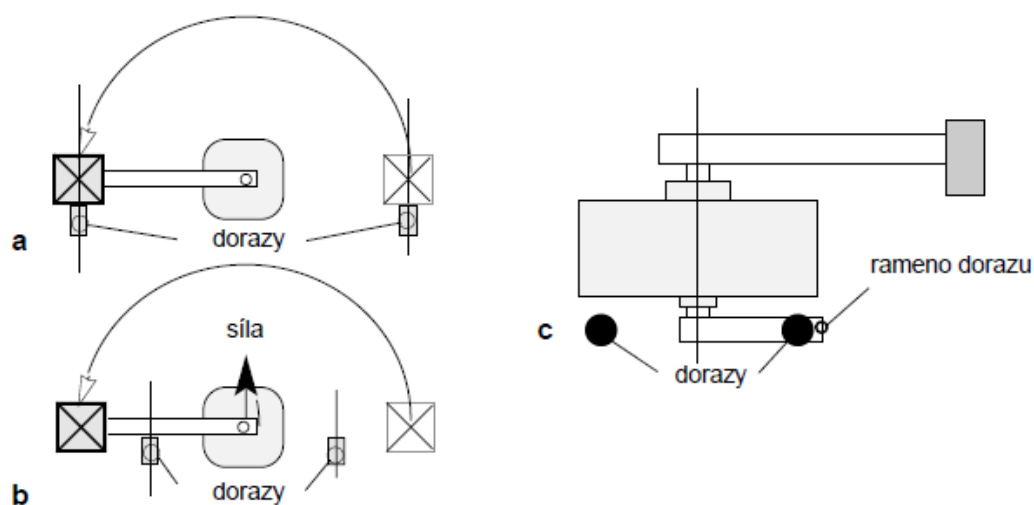
$$\omega = \frac{2 \times \varphi}{t} \quad (4.8)$$

$\omega$	- úhlová rychlost na konci kyvu	[rad/s]
$\varphi$	- úhel otočení	[rad]
$t$	- čas pro otočení o úhel $\varphi$	[s]

V případě nutnosti použití externích dorazů je doporučeno, aby byl doraz umístěn jako na obr. 4.4a, kde dochází ke styku s rotujícím tělesem v ose jeho těžiště.

Na obr. 4.4b je doraz umístěn tak, že nedochází ke styku s rotujícím tělesem, ale s ramenem pohonu. V tomto případě působí doraz jako otočný bod dvojramenné páky a v kombinaci s kinetickou energií tělesa, která vyvolává jako reakci nežádoucí sílu působící na ložiska a hřídel pohonu, to výrazně snižuje životnost pohonu.

Na obr. 4.4c je zobrazena nejnevhodnější varianta umístění dorazu.



Obr. 4.4 Možnosti umístění externích dorazů [1]

### 4.3 Volba pohonu dle společnosti FESTO

FESTO je jedním z předních celosvětových dodavatelů automatizační techniky. Společnost byla založena v roce 1925 a zabývá se dodáváním pneumatických, servopneumatických a elektrických automatizačních technologií. Dále se angažuje v poskytování průmyslových školení a vzdělávacích programů. Ve své nabídce má tato společnost široký výběr pneumatických kyvných pohonů i s příslušenstvím.

Kromě výpočtu velikosti motoru, který je popsán v katalozích a je obdobný jako u SMC, nabízí firma Festo i výpočetní software, na který se zaměřím v následující části.

#### **FESTO engineering**

FESTO engineering [20] je online výpočetní software, dostupný na webových stránkách společnosti FESTO, jehož výhodou je zrychlení a zjednodušení celého procesu volby požadovaného zařízení. Engineering není ovšem dostupný pro úplně všechny prvky, a v tomto případě je nutné použít klasické katalogy. Zákazník má tedy volbu mezi použitím softwaru či tradičním vyhledáváním v katalozích. Software je dostupný také pro většinu typů pneumatických kyvných pohonů.

Postup při použití engineeringu je jednoduchý a intuitivní a je jednotný pro všechny typy kyvných pohonů. Prvním krokem je zadání parametrů systému. Zde je nutné navolit očekávaný čas polohování, zda mají být v obvodu zakomponovány škrticí ventily, počáteční a koncový úhel kyvu, moment setrvačnosti, provozní tlak a délky hadic. Pro výpočet momentu setrvačnosti je možné použít pomůcku, kde je třeba zvolit tvar tělesa (podobně jako na obr. 4.2), zadat jeho rozměry, případně zda je těleso uloženo excentricky a materiál tělesa (jeho hustotu). Software poté automaticky vypočte hmotnost tělesa a moment setrvačnosti.

Na obrázku níže je zobrazen příklad výpočtu momentu setrvačnosti kotouče, kde jsou zadány rozměry  $d$  a  $h$  a jehož těžiště je v ose otáčení. Software vypočítal hmotnost  $m_1$  a moment setrvačnosti  $J_1$ .

Obr. 4.5 Příklad výpočtu momentu setrvačnosti [20]

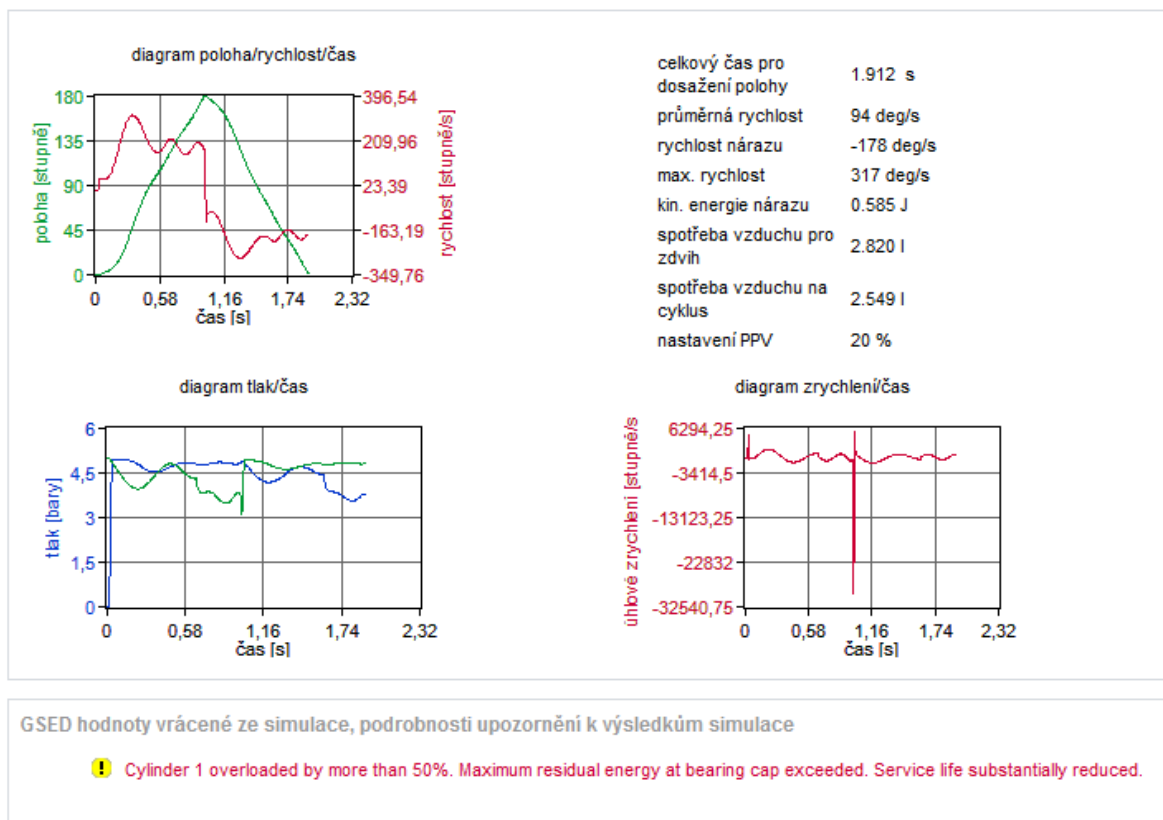
Jakmile jsou zadány výše zmíněné systémové parametry, software zobrazí další okno. Zde se volí požadovaný typ tlumení, typ hřídele apod. V závislosti na všech zvolených parametrech nabídne software vyhovující pohony. U nabídnutých pohonů je přístup k jejich dokumentaci, katalogovému listu, příslušenství, případně k 3D modelu.

Poté, co je vybrán vyhovující pohon, software zobrazí schéma jednoduchého pneumatického obvodu s automaticky doplněnými prvky (škrticí ventil, rozváděč atd.). Pokud jsou doplněné prvky z nějakého důvodu nevhodné, je možné vybrat jiné typy.

Obr. 4.6 Příklad vybraných prvků [20]



Ve chvíli, kdy jsou prvky obvodu vybrány, je možné přejít k simulaci. Software provede simulaci a vypíše základní informace např. kinetickou energii nárazu, celkový čas pro dosažení polohy atd. K dispozici jsou i diagramy. Příklad takto provedené simulace je na obr. 4.7. Software dokáže také vyhodnotit, zda je pohon např. přetížen. V takovém případě na to upozorní, což je vidět v dolní části obrázku 4.7.



Obr. 4.7 Příklad výsledků simulace provedené softwarem [20]

Pokud vše vyhovuje, následuje již jen kusovník, kde se zobrazí vybraný pohon a příslušenství, které software automaticky nabídne ke koupi spolu s pohonem.

Tímto momentem celý proces volby pohonu pomocí FESTO engineering končí. Jedná se o rychlejší a pohodlnější proces než kdyby se pracovalo s katalogy. Velkým pozitivem je simulace, kterou software provede, a která dá zákazníkovi k dispozici jak základní informace, tak i diagramy, podle kterých se může řídit.

#### 4.4 Volba pohonu dle společnosti Aventics

Aventics je Německá společnost, která bývala do roku 2014 dceřinou společností Bosch Rexroth a nazývala se Rexroth Pneumatics. Nyní je Aventics samostatnou společností působící ve více než 40 zemích světa a zabývá se výrobou pneumatických prvků a systémů.

##### Calculation Tool

Stejně jako společnost FESTO i Aventics vyvinulo výpočetní software (Calculation Tool), který sice není tak komplexní jako jeho konkurent, ale pro zjednodušení volby pohonu je více než dostačující. Software je zdarma dostupný na webových stránkách společnosti Aventics [21]. Nevýhodou je anglická lokalizace softwaru.

Postup je jednoduchý a pro pohony křídlové je trochu odlišný od pohonů s ozubeným hřebenem. Základ je však stejný. V podstatě jde jen o to, navolit jednotlivé hodnoty a pracovní vlastnosti pohonu. Software je rozdělen na tři kategorie.

##### Workpiece

Tato kategorie se zabývá samotným tělesem, se kterým se pracuje.

V případě křídlových pohonů je zde nutné vypočítat moment setrvačnosti a krouticí moment. Výpočet momentu setrvačnosti je zde obdobný jako u softwaru společnosti FESTO. I zde je k dispozici pomůcka, která po výběru tvaru tělesa (opět obdoba obr. 4.2), zadání hmotnosti a rozměrů tělesa, vypočítá moment setrvačnosti. Pro výpočet momentu je možné použít podobnou pomůcku jako v případě momentu setrvačnosti. Zde je nutné vybrat typ momentu (podobně jako na obr. 4.3) a zadat potřebné hodnoty (např. hmotnost, sílu apod.).

U pohonů s ozubeným hřebenem je také potřeba vypočítat moment setrvačnosti a to stejně jako u křídlových pohonů. Dále zadat hmotnost tělesa a polohu těžiště. Krouticí moment se nepočítá.

**Workpiece:**

Mass: (kg)	<input type="text" value="1.3"/>	
Moment of Inertia: J (kgcm <sup>2</sup> )	<input type="text" value="146.25"/>	<input type="button" value="Help"/>
Centre of gravity r1: (0-100mm)	<input type="text" value="0"/>	
Centre of gravity z: (0-100mm)	<input type="text" value="0"/>	

Obr. 4.8 Příklad kategorie Workpiece pro pohon s ozubeným hřebenem [21]

## Application

V této kategorii se zadávají hodnoty týkající se přímo pohonu. Provozní tlak, čas kyvu a úhel kyvu jsou společné pro oba typy pohonů.

Dále je u křídlových pohonů potřeba navolit počet cyklů za minutu a radiální a axiální síly.

Oproti tomu při výběru pohonu s ozubeným hřebenem je potřeba navolit orientaci (jak je pohon uložen), pohyb (žádný, vzhůru, dolů) a bezpečnostní faktor. Bezpečnostní faktor se volí v rozsahu 1 až 5, kde defaultní hodnota je 1,5. Vyšší číslo odpovídá při větší rezervě (předimenzování) pohonu.

**Application:**

Supply pressure: (bar)	6 ▾
Orientation:	Upwards ▾
Motion:	None ▾
Rotational angle:	90 ▾
Safety factor:	1.5
Rotary time: (s)	1

Obr. 4.9 Příklad kategorie Application pro pohon s ozubeným hřebenem [21]

## Rotary

Poslední kategorie slouží už jen k doladění případně k vybrání příslušenství pohonů. Pro křídlové pohony se volí, zda mají mít tlumení nebo ne. U pohonů s hřebenem se volí typ dorazu, možnost zastavení v mezipoloze apod.

**Rotary:**

Series:	RCM ▾
Type of cushioning/stop:	Elastic ▾
Intermediate stop:	No ▾
Air passage:	No ▾
Pre choice:	None ▾

Obr. 4.10 Příklad kategorie Rotary pro pohon s ozubeným hřebenem [21]

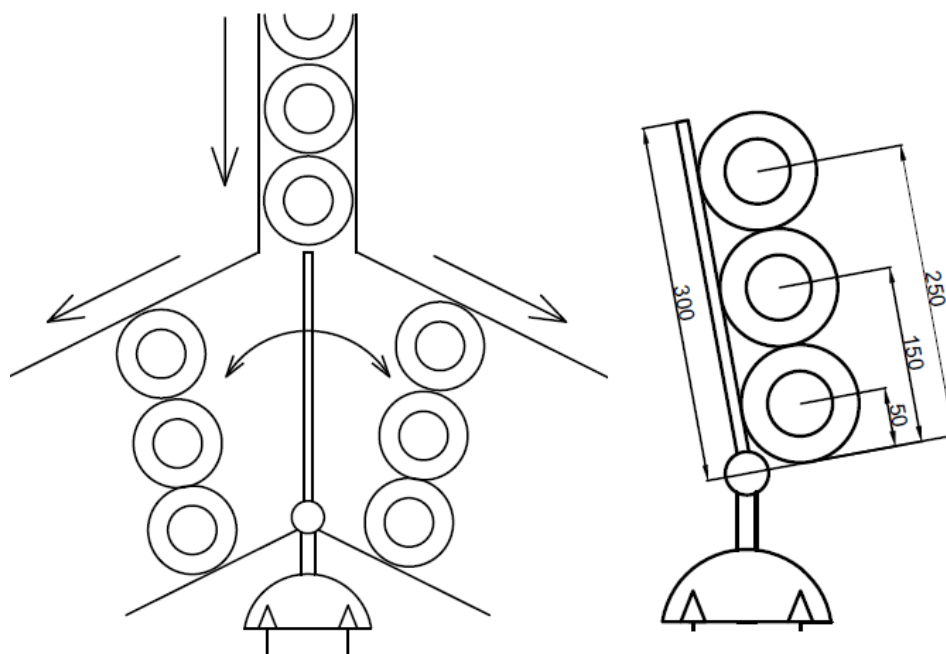
Jakmile jsou všechny tři kategorie vyplněny, je možné vše potvrdit. Software všechno vyhodnotí a navrhne pohon. Rovněž je zde možnost okamžitě přejít do katalogového listu pohonu.

Dimensioning data:	Value	Load %	Output data:	
Test of torque M: (Nm)	0.162	6.7	Type:	RCM-20-90-SH
Test of maximal angular velocity wmax: (rad/s)	3.4	40.0	Code no.:	R412000373
Test of max moment of inertia J: (kgcm <sup>2</sup> )	146.25	81.2	Total weight: (kg)	2.3
Test of radial forces : (N)	0.0	0.0		
Test of axial forces: (N)	116.6	15.2		

Obr. 4.11 Příklad vyhodnocení a návrhu pohonu softwarem [21]

## 5 Volba pohonu pro vybranou aplikaci

Po dohodě s vedoucím bakalářské práce byla pro příklad výpočtu a volby pohonu vybrána následující aplikace. Ložiska se pohybují po pryžovém dopravním pásu směrem k výhybce, kde se dopravník rozděluje (viz obr. 5.1). Výhybka vždy posune tři ložiska na jeden dopravník a poté tři ložiska na dopravník druhý. Tento cyklus se stále opakuje. Je tedy potřeba navrhnout pneumatický obvod a správný pneumatický kyvný pohon, který ovládá výhybku. Ta provádí kývavý pohyb v rozsahu  $21^\circ$  a čas pro otočení o tento úhel je  $t = 1\text{ s}$ . Umístění ložisek na výhybce je zaznačeno na obrázku níže.



Obr. 5.1 Schéma zadané aplikace

Dopravují se jednořadá kuličková ložiska 6211 ČSN 02 4630 [7] o vnějším průměru  $D = 100$  mm, jmenovitém průměru díry vnitřního kroužku  $d = 55$  mm, šířce  $B = 21$  mm a hmotnosti  $m = 0,597$  kg.

Lopatka výhybky je vyrobena z pásové oceli o rozměrech  $300 \times 25 \times 8$  mm, hmotnosti  $m = 0,471$  kg.

Pro příklad výpočtu jsem zvolil postup podle podkladů a katalogů firmy SMC [1], [18]. Postup byl již dříve popsán v kapitole 4.2.

## 5.1 Hmotnostní moment setrvačnosti

Nejprve je nutné spočítat hmotnostní moment setrvačnosti, přičemž ve výpočtu se bude počítat s maximálním možným zatížením. Proto se musí vypočítat hmotnostní moment setrvačnosti výhybky a k tomu připočíst momenty setrvačnosti ložisek.

Výpočet hmotnostního momentu setrvačnosti výhybky je uveden níže.

$$I_v = m \times \frac{l_v^2}{3} \quad (5.1)$$

$$I_v = 0,471 \times \frac{0,3^2}{3}$$

$$I_v = 0,01413 \text{ kgm}^2$$

Následuje výpočet hmotnostního momentu setrvačnosti pro jednotlivá ložiska. Ta mají stejnou hmotnost ale rozdílné vzdálenosti od osy pohonu.

Výpočet prvního ložiska, tedy ložiska nejbliže k pohonu.

$$I_{L1} = m \times l_1^2 \quad (5.2)$$

$$I_{L1} = 0,597 \times 0,05^2$$

$$I_{L1} = 1,4925 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

Zbývá ložiska se také počítají podle rovnice 5.2 pro ramena  $l_2 = 0,15$  m a pro  $l_3 = 0,25$  m.

$$I_{L2} = 0,0134325 \text{ kgm}^2$$

$$I_{L3} = 0,0373125 \text{ kgm}^2$$

Nyní je zapotřebí vypočítat celkový hmotnostní moment setrvačnosti. Jednoduše se sečtou všechny výše vypočítané momenty.

$$I_{\text{celk}} = I_v + I_{L1} + I_{L2} + I_{L3} \quad (5.3)$$

$$I_{\text{celk}} = 0,01413 + 1,4925 \times 10^{-3} + 0,0134325 + 0,0373125$$

$$I_{\text{celk}} = 0,06637 \text{ kgm}^2$$

## 5.2 Potřebný krouticí moment

Dalším krokem je výpočet potřebného krouticího momentu. Prvně je důležité správně určit typ zatížení pomocí obrázku 4.3. V případě zadané aplikace se jedná o kombinované zatížení zobrazené na obr. 4.3b (protizátěž) a 4.3c (krouticí moment pro překonání setrvačnosti).

### 5.2.1 Krouticí moment pro překonání setrvačnosti $T_a$

Jedná se o moment potřebný pro zrychlení ložisek a výhybky ve směru rotace.

Nejdříve je nutné přistoupit k výpočtu úhlového zrychlení. Je nezbytné převést úhel kyvu ( $21^\circ$ ) na radiány. Po převedení je úhel kyvu  $0,367 \text{ rad}$ .

$$\alpha = \frac{2 \times \varphi}{t^2} \quad (5.4)$$

$$\alpha = \frac{2 \times 0,367}{1^2}$$

$$\alpha = 0,734 \text{ rad.s}^{-2}$$

Nyní, když je známa hodnota úhlového zrychlení, je možné pokračovat ve výpočtu.

$$\mathbf{T_a = I_{celk} \times \alpha} \quad (5.5)$$

$$\mathbf{T_a = 0,06637 \times 0,734}$$

$$\mathbf{T_a = 0,0487 \text{ Nm}}$$

### 5.2.2 Protizátěž $T_f$

Při výpočtu se předpokládá, že samotná lopatka výhybky není v kontaktu s pryžovým pásem, proto zatížení třecí silou bude pouze od ložisek.

Nejprve je třeba určit třecí sílu ložisek. Hodnota koeficientu tření  $\mu = 0,8$  [3] je dána pro třecí materiály ocel – pryž.

$$\mathbf{F_t = \mu \times m \times g} \quad (5.6)$$

$$\mathbf{F_t = 0,8 \times 0,597 \times 9,81}$$

$$\mathbf{F_t = 4,685 \text{ N}}$$

Protože jsou všechna dopravovaná ložiska stejná, je i třecí síla totožná pro všechna ložiska.

Následný výpočet zatížení je nutné vypočítat pro každé ložisko zvlášť, neboť každé ložisko se nachází v jiné vzdálenosti od osy pohonu.

Výpočet ložiska nejbližší k ose pohonu.

$$\mathbf{T_{f_{L1}} = F_t \times l_1} \quad (5.7)$$

$$\mathbf{T_{f_{L1}} = 4,685 \times 0,05}$$

$$\mathbf{T_{f_{L1}} = 0,23425 \text{ Nm}}$$

Zbylá ložiska se také počítají podle rovnice 5.7 pro ramena  $l_2 = 0,15$  m a pro  $l_3 = 0,25$  m.

$$\mathbf{Tf_{L2} = 0,70275\ Nm}$$

$$\mathbf{Tf_{L3} = 1,17125\ Nm}$$

Výsledné zatížení se vypočte součtem dílčích zatížení.

$$\mathbf{Tf_{celk} = Tf_{L1} + Tf_{L2} + Tf_{L3} \quad (5.8)}$$

$$\mathbf{Tf_{celk} = 0,23425 + 0,70275 + 1,17125}$$

$$\mathbf{Tf_{celk} = 2,10825\ Nm}$$

### 5.2.3 Výsledný moment

Vzhledem k tomu, že je to kombinace dvou zatížení, je potřebný krouticí moment vyjádřen rovnicí 5.9.

$$\mathbf{T_{celk} = Ta + Tf_{celk} \quad (5.9)}$$

$$\mathbf{T_{celk} = 0,0487 + 2,10825}$$

$$\mathbf{T_{celk} = 2,15695\ Nm}$$

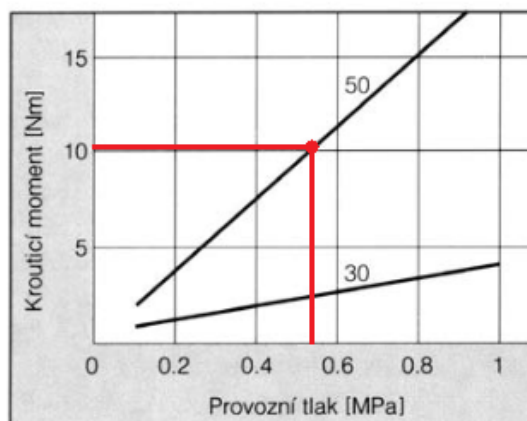
## 5.3 Volba pohonu

Nyní, když je znám potřebný krouticí moment, je možné zvolit pohon. Pro vybranou aplikaci je pohon s ozubeným hřebenem a pastorkem nejvhodnějším typem pohonu.

Vzhledem k hodnotám, které byly vypočítány, byl vybrán pohon SMC řady ECRA1 [19] o průměru pístu 50 mm. Na obr. 5.2 je zobrazen diagram, pomocí kterého byl vybrán pohon. Při volbě pohonu bylo bráno v potaz doporučení, kdy platí, že skutečný krouticí moment  $\geq (3 \text{ až } 5) \times Tf$  a bylo zjištěno, že potřebný provozní tlak je 0,5 MPa. Objednací kód tohoto pohonu je ECDRA1BS50-90 a jedná se o variantu s magnety v pístu pro snímání koncových poloh - z důvodu řízení.



Velikost 30, 50



Obr. 5.2 Diagram potřebný k volbě pohonu [19]

Volba pohonu byla provedena i pomocí programu FESTO engineering [20]. Podle softwaru (a katalogu) by bylo možné v aplikaci použít pohon FESTO řady DRQD [22] o průměru pístu 32 mm.

## 5.4 Kinetická energie

Kinetickou energii na konci zdvihu není v tomto případě třeba kontrolovat, protože zvolený motor má maximální úhel kyvu 90°. V zadané aplikaci dochází pouze ke kyvu v rozsahu 21°, protože pohyb je vymezen bočnicí lemující dopravní pás. Energie, která je zachycena nárazem výhybky na bočnici, je minimální a není tedy třeba ani externího tlumení. V rámci názornosti je však výpočet proveden.

Aby bylo možné vypočítat kinetickou energii na konci pohybu z důvodu kontroly tlumení, je nutné znát úhlovou rychlost.

$$\omega = \frac{2 \times \varphi}{t} \quad (5.10)$$

$$\omega = \frac{2 \times 0,367}{1}$$

$$\omega = 0,734 \text{ rad/s}$$

Do vzorce pro výpočet kinetické energie je dosazen hmotnostní moment setrvačnosti výhybky, protože ložiska nejsou pevně spojena s výhybkou. V případě, že by ale byla ložiska pevně spojena s výhybkou, by bylo možné počítat s celkovým hmotnostním momentem setrvačnosti.

$$E_{\omega} = \frac{I_V}{2} \times \omega^2 \quad (5.11)$$

$$E_{\omega} = \frac{0,01413}{2} \times 0,734^2$$

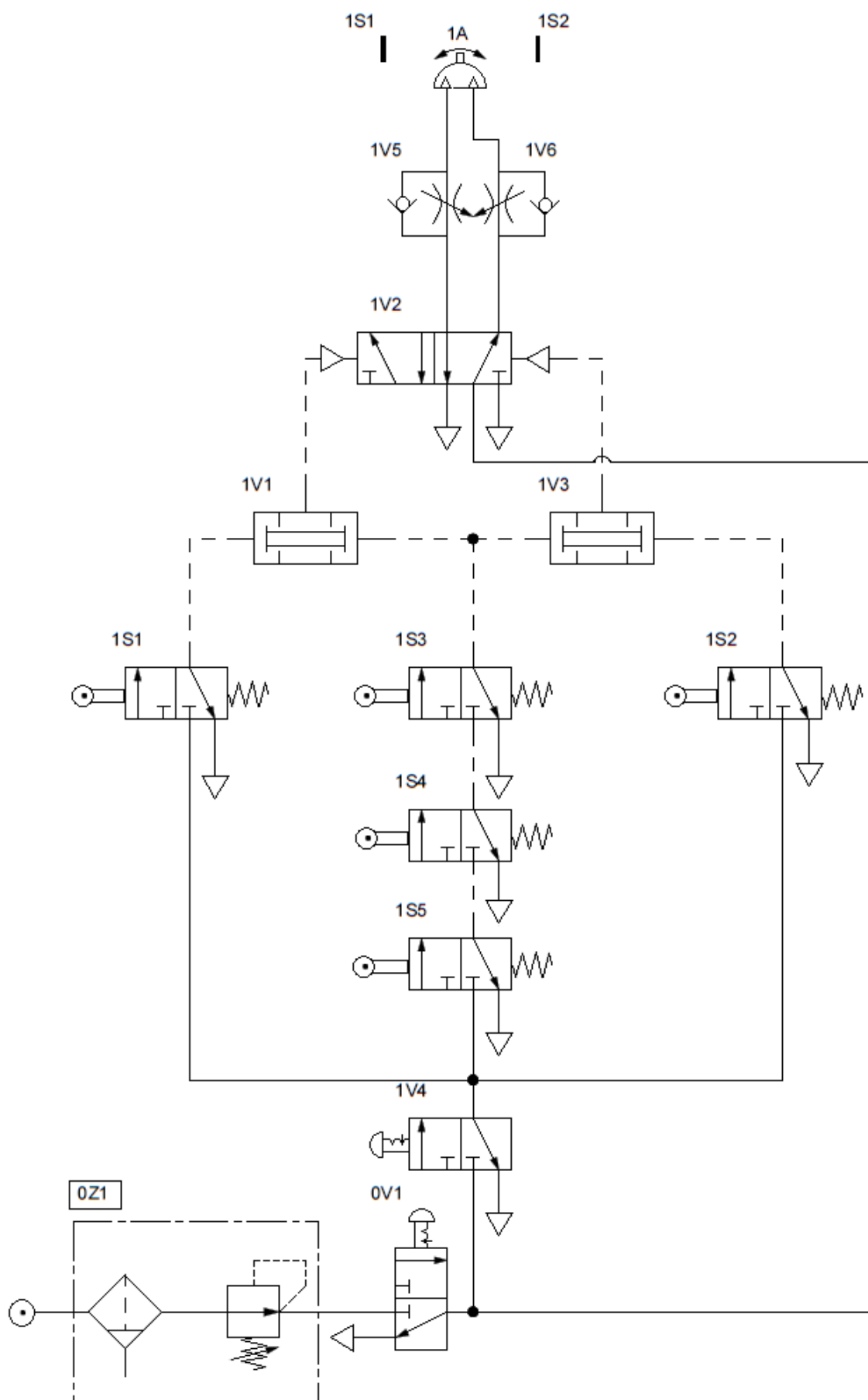
$$E_{\omega} = 0,0038 \text{ J}$$

Hodnota kinetické energie je menší než maximální dovolená kinetická energie zvoleného pohonu. Zvolený pohon tedy vyhovuje.

## 5.5 Schéma obvodu

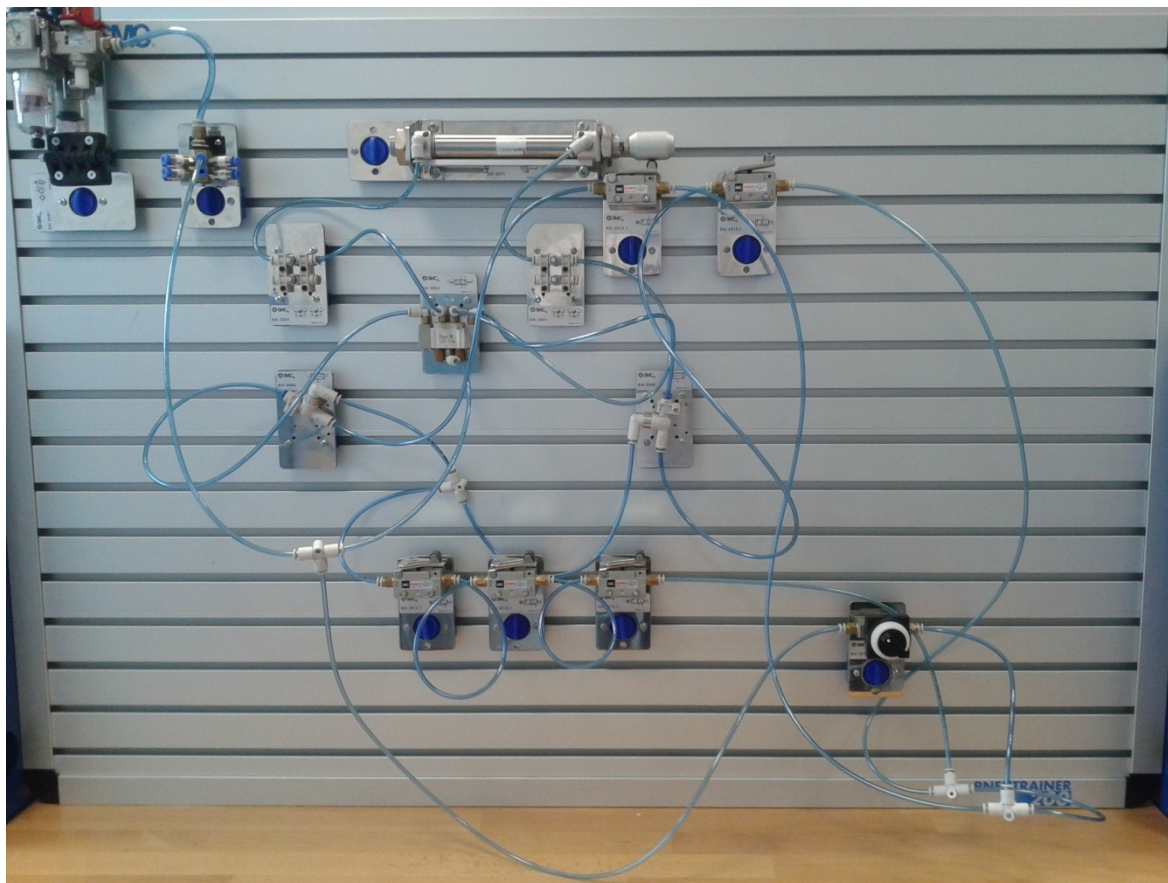
Lze předpokládat, že řešený systém výhybky by v praxi byl součástí větší linky a v takovém případě by byla činnost motoru řízena elektricky. Pro realizaci v rámci bakalářské práce bylo ale po dohodě s vedoucím práce zvoleno řízení pneumatické.

Samotný obvod (obr. 5.3) je navržen co nejjednodušeji. V obvodu je využíváno rozváděčů mechanicky ovládaných kladkou, které zajišťují, že jsou na výhybce vždy přítomna tři ložiska (rozdávěče 1S3, 1S4, 1S5). Rozváděče 1S1 a 1S2 zase slouží k přepínání polohy rozváděče 1V2 a ke kontrole koncových poloh výhybky pohonu. Aby se tedy cyklus spustil, je potřeba, aby se ložiska dotýkala všech přiřazených kladek a výhybka se dotýkala jednoho z koncových spínačů. Pokud by například byly na výhybce pouze dvě ložiska, obvod by nepracoval, protože jeden z rozváděčů by nebyl spuštěn.



Obr. 5.3 Schéma obvodu pro zadanou aplikaci

V rámci zadání bakalářské práce byla provedena praktická kontrola obvodu na trenažéru v laboratořích katedry a pracovalo se s prvky od společnosti SMC. Kvůli praktičnosti byl kyvný motor nahrazen motorem přímočarým. Na obr. 5.4 je zobrazena fotka zapojeného obvodu.



Obr. 5.4 Obvod zapojený na trenažéru

Nyní když je obvod navržen, je zadaná aplikace splněna. Dále by následovala volba a dimenzování ostatních prvků nacházejících se v obvodu, ale to už je nad rámec této bakalářské práce.

## 6 Závěr

V úvodní části mé práce jsem se věnoval přímo pneumatickým kyvným motorům. Popsal jsem různé typy pohonů, jejich funkci a konstrukci. Největší část je věnována základním a nejpoužívanějším motorům, kterými jsou kyvné pohony s ozubeným hřebem a pastorkem a kyvné křídlové motory (a jejich variace). Několik málo odstavců je zasvěceno i příslušenství, které lze jednoduše zkombinovat přímo s pohony. Zmíněny jsou i motory, které jsou v praxi využívány spíše sporadicky (např. vahadlové).

Aplikace, ve kterých se pohony využívají, jsou poměrně různorodé. V dnešní době, kdy se ve velkém automatizuje výroba je uplatnění o to větší. Příkladem může být manipulační technika, automatické otevírání a zavírání ventilů, případně dveřní systémy autobusů apod.

Obsáhlejší oddíl práce tvoří popis způsobů výpočtů a volby motorů dle jednotlivých výrobců. Po konzultaci s vedoucím bakalářské práce byly zvoleny tři společnosti (SMC, FESTO a Aventics), které tvoří většinový podíl na trhu dodavatelů pneumatických prvků. Obecná problematika výpočtu motorů byla vysvětlena v rámci popisu volby dle společnosti SMC. Protože se rozmáhají výpočetní softwary, které po zadání klíčových dat samostatně navrhnu správný pohon, byla jedna pasáž práce věnována právě jejich popisu.

Závěr práce tvoří řešení zadané aplikace, kde jsou využity všechny informace, které jsou obsaženy v předchozích kapitolách. Při volbě pohonu byl prakticky použit postup dle společnosti SMC, který již byl obecně popsán v předcházejících kapitolách. Učiněno tak bylo z důvodu názornosti. U výpočtů je vždy vysvětleno, proč se postupovalo daným způsobem. Součástí úlohy byl i úkol, kdy bylo potřeba navrhnout pneumatický obvod, jenž by byl schopen zadanou aplikaci realizovat. Jakmile byl obvod navržen, byl ověřen na trenažéru v laboratořích katedry.

V celkovém shrnutí zadaného tématu lze konstatovat, že kyvné pneumatické motory lze aplikovat na nejrozumnější mechanismy. Od toho se odvíjí poměrně velké množství typů těchto pohonů, které jsou na trhu k dispozici. O tom, že ve skupině pneumatických prvků mají své pevné místo, svědčí i množství výrobců, kteří je mají ve svém sortimentu.

### **Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Lukáši Dvořákovi, Ph.D. za jeho trpělivost, ochotu a čas, který mi věnoval v průběhu vypracovávání bakalářské práce.

## 7 Použitá literatura

- [1] KOLEKTIV AUTORŮ. *SMC Training: Stlačený vzduch a jeho využití*. 2. vyd. Brno: SMC Industrial Automation CZ s.r.o.
- [2] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanismy Díl I.: Pneumatické prvky a systémy*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická Univerzita Ostrava, 1996. ISBN 80-7078-3060.
- [3] Konstrukční zásady. *Czech ware* [online]. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.czech-ware.net/mojzik/pmk/txt/tp.html>
- [4] Aventics at a glance. 2015. *Aventics* [online]. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.aventics.com/en/aventics-at-a-glance/>
- [5] O nás. *FESTO* [online]. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: [http://www.festo.com/cms/cs\\_cz/9461.htm](http://www.festo.com/cms/cs_cz/9461.htm)
- [6] SMC Corporation. 2001-. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: [http://cs.wikipedia.org/wiki/SMC\\_Corporation](http://cs.wikipedia.org/wiki/SMC_Corporation)
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. 2006. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, xiv, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.
- [8] BEATER, P. [i]*Pneumatic drives: system design, modelling and control*. [i] Berlin: Springer, 2007. 323 pp. ISBN 978-3-540-69470-0
- [9] POLIČSKÉ STROJÍRNY A. S. *OB 17* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: <http://www.pos.cz/pdf/mps-ob17.pdf>
- [10] BEDEČ, Csaba. *Převodovka přímočarého pneumotoru*. Brno, 2013. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=64966](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=64966).  
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce prof. RNDr. Ing. JOSEF NEVRLÝ, CSc.
- [11] Rotary actuators. 2012. In: *Hydraulics & pneumatics* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: <http://hydraulicspneumatics.com/200/FPE/MotorsActuators/Article/False/6426/FPE-MotorsActuators>

- [12] NORGREN. *Rotary Vane Actuators* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: [http://cdn.norgren.com/pdf/en\\_rotary\\_vane.pdf](http://cdn.norgren.com/pdf/en_rotary_vane.pdf)
- [13] FESTO. *Kyvné pohony DSR/DSRL* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: [http://www.festo.com/cat/cs\\_cz/data/doc\\_cs/PDF/CZ/DSR\\_CZ.PDF](http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DSR_CZ.PDF)
- [14] FESTO. *Kyvné pohony DRQ* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: [http://www.festo.com/cat/cs\\_cz/data/doc\\_cs/PDF/CZ/DRQ\\_CZ.PDF](http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DRQ_CZ.PDF)
- [15] FESTO. *Kyvné pohony DRRD, dva písty* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: [http://www.festo.com/cat/cs\\_cz/data/doc\\_cs/PDF/CZ/DRRD\\_CZ.PDF](http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DRRD_CZ.PDF)
- [16] Kyvný pohon s pístem DRRD. *FESTO* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: [http://www.festo.com/cms/cs\\_cz/20047.htm](http://www.festo.com/cms/cs_cz/20047.htm)
- [17] POLIČSKÉ STROJÍRNY A. S. *Ovládací bloky OB* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: <http://www.pos.cz/pdf/mps-ob-parametry.pdf>
- [18] SMC. *Pneumatický kyvný pohon se dvěma písty: Provedení s pastorkem a ozubeným hřebem* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: [https://content2.smccetech.com/pdf/CRQ2\\_CZ.pdf](https://content2.smccetech.com/pdf/CRQ2_CZ.pdf)
- [19] SMC. *Pneumatický kyvný pohon s pastorkem a hřebem: Řada ECRA1* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: [https://content2.smccetech.com/pdf/CRA1\\_CZ.pdf](https://content2.smccetech.com/pdf/CRA1_CZ.pdf)
- [20] Kyvné pohony s ozubeným hřebem/pastorkem. *FESTO* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: [http://www.festo.com/cat/cs\\_cz/products\\_010502](http://www.festo.com/cat/cs_cz/products_010502)
- [21] Rotary calculation program. *Aventics* [online]. [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: <http://www.aventics.com/computation/dispatcher/rotary?&language=en&History=g95767&DisplayType=pict>
- [22] FESTO. *Kyvné pohony DRQD/DRQD-B, dva písty* [online]. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: [http://www.festo.com/cat/cs\\_cz/data/doc\\_cs/PDF/CZ/DRQD-B\\_CZ.PDF](http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DRQD-B_CZ.PDF)